

Departamento de Ingeniería Mecánica

**Grado en Ingeniería Mecánica**

TRABAJO FIN DE GRADO

# **PROPUESTA DE METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DEL DISEÑO MECÁNICO DE UN SISTEMA DE ESCAPE PARA MOTOCICLETA**

AUTOR: PABLO PÉREZ VILDA

TUTOR: HIGINIO RUBIO ALONSO

LEGANÉS, MARZO DE 2019

**Título: PROPUESTA DE METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DEL DISEÑO MECÁNICO DE UN SISTEMA DE ESCAPE PARA MOTOCICLETA**

**Autor: PABLO PÉREZ VILDA**

**Tutor: HIGINIO RUBIO ALONSO**

**EL TRIBUNAL**

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo de Fin de Grado el día \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle una CALIFICACIÓN de:

**VOCAL**

**SECRETARIO**

**PRESIDENTE**

# Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento a todos los que me han ayudado y apoyado para llegar hasta aquí.

Quiero agradecer a mis compañeros y amigos con los que he compartido estos años. A los “eléctricos”, por compartir las confusiones en las primeras asignaturas y el inicio de la aventura universitaria. A los compañeros de MotoStudent 2016, por compartir una experiencia única que amplió mi forma de entender la ingeniería y que intensificó mi interés por el desarrollo tecnológico a la vez que mi afición por el motociclismo. A los “UC3Mers///M” por compartir buenos ratos, los consejos de Santi y los sufrimientos y alegrías de las últimas asignaturas.

Mi agradecimiento asimismo a los profesores por las orientaciones recibidas, especialmente a mi tutor, Higinio, que acogió este proyecto y me ayudó y guio para llevarlo a cabo. Muchas gracias por animarme a continuar con este trabajo, por los consejos y por confiar en mí.

Igualmente quiero agradecer a mi familia el haberme proporcionado el apoyo, los valores y los consejos que me han llevado hasta este momento. Gracias a mis primos por transmitirme la afición por la mecánica y a Javi por las clases prácticas. Especialmente quiero agradecer a mis padres y a mi hermana haberme apoyado siempre e incondicionalmente, incluso confiando en mí más que yo mismo, y sobre todo muchas gracias por haberme dado esta oportunidad. También quiero dar las gracias a mi abuela, porque sé que aunque los objetivos no se cumplan como yo esperaba, siempre podré ir a su casa, pasar un rato en familia, caminar por Pernía y volver para intentarlo con más fuerza.

## Resumen del proyecto

El presente documento ofrece una propuesta de metodología para el análisis del diseño mecánico de un sistema de escape. Esta metodología aplica a motocicletas con motor de combustión interna de cuatro tiempos y está enfocada al desarrollo de un prototipo de escape compatible con la normativa de homologación de sistemas de escape actual en España.

Esta memoria presenta una recopilación de aspectos técnicos relacionados con el funcionamiento de los sistemas de escape y una introducción teórica al análisis de vibraciones y particularmente al análisis modal. También se resumen la normativa aplicable para la homologación de un sistema de escape de motocicleta.

Las piezas que conforman un sistema de escape se dimensionan en función de la capacidad del motor y del rendimiento que se quiera obtener de él. En cualquier caso, los fenómenos que aplican en el dimensionado de un escape se basarán en conceptos termodinámicos y fluidodinámicos. Las piezas componentes del sistema de escape propuesto para una motocicleta se han modelado con un software de CAD teniendo en cuenta la normativa de homologación vigente y tratando de minimizar las pérdidas de carga del fluido.

El análisis mecánico es fundamental para diseñar un sistema de escape cuya implementación en el dispositivo garantice su correcto funcionamiento ante cualquier alteración estructural que pueda sufrir durante su uso. Una fuente de alteraciones mecánicas son las vibraciones que se transmiten a dicho sistema durante el funcionamiento del motor. Sobre el sistema de escape propuesto, se realizan simulaciones para el análisis modal de sus componentes fundamentales y del conducto completo. Se estudiarán los resultados para determinar la conformidad de los resultados del análisis modal frente a las vibraciones que sufrirá el sistema de escape en la motocicleta.

Finalmente se muestra un desglose de los recursos y acciones necesarios para la realización de este trabajo, incluyendo información económica y temporal con objeto de presentar el presupuesto del proyecto.

**Palabras claves:** metodología, sistema de escape, motocicleta, vibraciones, análisis modal, homologación, fabricación, mecánica.

## Abstract

This document offers a proposal of methodology for the analysis of the mechanical design of an exhaust system. This methodology applies to a motorcycle with a four-stroke internal combustion engine and it focuses on the development of an exhaust prototype compatible with the current regulations for homologation of exhaust systems in Spain.

This report presents a compilation of technical aspects related to the exhaust systems work and a theoretical introduction to the analysis of vibrations and particularly to the modal analysis. It also summarizes the homologation regulations for a motorcycle exhaust system.

Exhaust systems are sized according to the engine capacity and the performance that the engine owner wants from it. In any case, the phenomenon that apply to size an exhaust will be based on thermodynamic and fluid dynamics concepts. The components of the proposed exhaust system for a motorcycle have been modelled with a CAD software taking into account the currents regulations and trying to minimize fluid pressure losses.

The mechanical analysis is important to design an exhaust system whose implementation in the device guarantees its correct operation under any structural alteration that could suffer during its use. A source of mechanical alterations are the vibrations that are transmitted to the system during the engine work. The proposed exhaust system has been simulated to get a modal analysis on the fundamental components and the complete conduit. The results will be studied to determine their conformity versus the vibrations that the exhaust system will suffer.

Finally, the resources and actions necessary to get this project is shown, including economic and temporal information in order to present the project's budget.

**Keywords:** methodology, exhaust system, motorcycle, vibrations, modal analysis, homologation, manufacturing, mechanics.

## Índice

|  |    |
|--|----|
| Resumen del proyecto .....   | 1  |
| Abstract .....   | 2  |
| Índice de figuras.....   | 7  |
| Índice de tablas.....  | 14 |
| 1. Introducción.....   | 16 |
| 1.1.    Ámbito y motivación del proyecto. ....   | 16 |
| 1.2.    Objetivos .....  | 20 |
| 1.3.    Estructura del documento .....   | 21 |
| 2. Introducción teórica al sistema de escape. ....                                     | 23 |
| 2.1.    Introducción a los motores de combustión interna. ....                         | 23 |
| 2.1.1.    Introducción a los aspectos mecánicos de un motor de combustión interna. ... | 29 |
| 2.2.    El sistema de escape para motores de cuatro tiempos. ....                      | 36 |
| 2.2.1.    Funciones del sistema .....  | 36 |
| 2.2.2.    Componentes .....  | 36 |
| 2.3.    Aspectos relacionados con el diseño del sistema de escape. ....                | 41 |
| 2.3.1.    Renovación de carga .....  | 41 |
| 2.3.2.    Rendimiento volumétrico.....   | 42 |
| 2.3.3.    Dinámica del gas en el conducto .....  | 47 |
| 2.4.    Composición de los gases de escape. ....                                       | 57 |
| 2.4.1.    Óxido de nitrógeno .....   | 57 |
| 2.4.2.    Monóxido de carbono .....  | 57 |
| 2.4.3.    Hidrocarburos sin quemar.....  | 58 |
| 2.4.4.    Dióxido de azufre .....  | 58 |
| 2.4.5.    Dióxido de carbono .....   | 58 |
| 2.5.    Introducción a los aspectos acústicos aplicados al sistema de escape. ....     | 59 |
| 2.5.1.    Pérdidas de transmisión.....   | 60 |
| 2.6.    Introducción a los procesos de fabricación de escapes.....                     | 61 |
| 2.6.1.    Curvado de tubos.....  | 61 |
| 2.6.2.    Soldadura TIG .....  | 63 |
| 2.6.3.    Hidroconformado .....  | 64 |
| 2.6.4.    Endforming .....   | 65 |

|        |  |     |
|--------|--|-----|
| 2.6.5. | Mecanizado .....   | 66  |
| 2.6.6. | Conformado de chapa.....   | 69  |
| 3.     | Introducción teórica al análisis modal.....  | 71  |
| 3.1.   | Teoría del análisis modal.....   | 72  |
| 3.1.1. | Vibración con 1 GDL.....   | 72  |
| 3.1.2. | Resonancia .....   | 75  |
| 3.1.3. | Vibración con MGDG .....   | 76  |
| 3.1.4. | Modos de vibración. ....   | 78  |
| 3.1.5. | Función de Respuesta de la Frecuencia (FRF) .....                                    | 79  |
| 3.2.   | Técnicas de mediciones para el análisis modal.....                                   | 80  |
| 3.2.1. | Prueba de impacto.....   | 80  |
| 3.2.2. | Prueba de agitación. ....  | 82  |
| 3.2.3. | Análisis modal operacional.....  | 82  |
| 3.3.   | Introducción al Método de Elementos Finitos .....                                    | 83  |
| 3.4.   | Análisis modal y el sistema de escape. ....  | 83  |
| 4.     | Aspectos normativos referidos al proceso de homologación de escapes de motocicleta.. | 85  |
| 4.1.   | Introducción al proceso de homologación.....   | 85  |
| 4.2.   | Tipos de homologación y otras definiciones.....                                      | 86  |
| 4.3.   | Marco regulatorio.....   | 87  |
| 4.3.1. | Reglamento (UE) nº 168/2013 del Parlamento Europeo y del Consejo.....                | 88  |
| 4.4.   | Normativa aplicable al sistema de escape. ....                                       | 90  |
| 4.4.1. | Nivel sonoro admisible. Reglamento (UE) 134/2014 Anexo IX .....                      | 92  |
| 4.4.2. | Emisiones. Reglamento (UE) 134/2014 Anexo II, III, V.....                            | 92  |
| 4.4.3. | Requisitos aplicables a los salientes exteriores. R (UE) 44/2014 Anexo VIII. ....    | 95  |
| 4.4.4. | Potencia nominal y limitación de la velocidad. R (UE) 3/2014 Anexo XVIII .....       | 97  |
| 4.5.   | ¿Y si aumenta la potencia del vehículo? .....  | 98  |
| 5.     | Metodología.....   | 99  |
| 5.1.   | Introducción .....   | 99  |
| 5.2.   | Herramientas informáticas utilizadas.....  | 99  |
| 5.2.1. | Solid Edge. ....   | 99  |
| 5.2.2. | ANSYS.....   | 103 |
| 5.3.   | Datos de referencia .....  | 105 |
| 5.3.1. | Datos de la motocicleta.....   | 107 |

|         |  |     |
|---------|--|-----|
| 5.4.    | Planificación del proyecto.....  | 108 |
| 5.5.    | Resultados esperados .....   | 109 |
| 6.      | Propuesta de modelo de escape.....   | 110 |
| 6.1.    | Cálculos para el diseño .....  | 110 |
| 6.2.    | Diseño en CAD.....   | 111 |
| 6.2.1.  | Colector .....   | 113 |
| 6.2.2.  | Tubo primario .....  | 118 |
| 6.2.3.  | Catalizador.....   | 119 |
| 6.2.4.  | Tubo secundario .....  | 123 |
| 6.2.5.  | Silenciador .....  | 126 |
| 6.2.6.  | Resortes de unión .....  | 130 |
| 6.2.7.  | Pieza de unión al motor .....  | 132 |
| 6.2.8.  | Bridas.....  | 132 |
| 6.2.9.  | Soportes .....   | 134 |
| 6.2.10. | Protector .....  | 138 |
| 7.      | Simulación modal.....  | 141 |
| 7.1.    | Introducción .....   | 141 |
| 7.2.    | Simulación a través de Ansys .....   | 141 |
| 7.2.1.  | Análisis del colector mediante Ansys.....  | 144 |
| 7.2.2.  | Análisis del catalizador mediante Ansys. ....  | 146 |
| 7.2.3.  | Análisis del tubo secundario mediante Ansys. ....                                      | 147 |
| 7.2.4.  | Análisis del silencioso mediante Ansys. ....   | 148 |
| 7.3.    | Simulación mediante Solid Edge Simulation.....   | 150 |
| 7.3.1.  | Análisis del sistema completo. Simplificación de geometría.....                        | 152 |
| 8.      | Discusión de los resultados.....   | 155 |
| 8.1.    | Resultados del colector.....   | 157 |
| 8.1.1.  | Resultados del análisis del colector en vibración libre a temperatura ambiente.<br>157 |     |
| 8.1.2.  | Resultados del análisis del colector en vibración libre a 600°C de temperatura.<br>159 |     |
| 8.1.3.  | Resultados del análisis de vibración del colector anclado al motor. ....               | 159 |
| 8.2.    | Resultados del catalizador. ....   | 161 |
| 8.2.1.  | Resultados del análisis del catalizador en vibración libre. ....                       | 161 |



|            |   |     |
|------------|---|-----|
| 8.2.2.     | Resultados del análisis de vibración del catalizador con empotramiento cilíndrico a ambos lados. .... | 163 |
| 8.3.       | Resultados del tubo secundario. ....  | 164 |
| 8.3.1.     | Resultados del análisis del tubo secundario en vibración libre. ....                                  | 164 |
| 8.3.2.     | Resultados del análisis del tubo secundario sujeto en la parte inferior. ....                         | 166 |
| 8.4.       | Resultados del silenciador. ....  | 168 |
| 8.4.1.     | Resultados del análisis del silenciador en vibración libre. ....                                      | 168 |
| 8.4.2.     | Resultados del análisis del silenciador con sujeción exterior. ....                                   | 169 |
| 8.5.       | Resumen de los resultados de los componentes. ....  | 171 |
| 8.6.       | Resultados del sistema completo de escape. ....   | 171 |
| 8.6.1.     | Resultados del análisis en vibración libre. ....  | 172 |
| 8.6.2.     | Resultados del análisis del tubo de escape con sujeción al motor. ....                                | 175 |
| 8.6.3.     | Resultados del análisis del tubo de escape con dos sujeciones. ....                                   | 178 |
| 8.6.4.     | Resultados del análisis del tubo de escape con tres sujeciones. ....                                  | 181 |
| 9.         | Presupuesto. ....   | 184 |
| 10.        | Conclusiones y trabajos futuros. ....   | 187 |
| 10.1.      | Conclusiones. ....  | 187 |
| 10.2.      | Futuros desarrollos. ....   | 189 |
| 11.        | Bibliografía. ....  | 190 |
| 11.1.      | Páginas Web. ....   | 191 |
| 12.        | Anexos. ....  | 194 |
| Anexo I.   | Tablas de dimensiones para tubos de acero. ....   | 194 |
| Anexo II.  | Leyenda de figuras de la simulación. ....   | 196 |
|            | Figuras de ANSYS: ....  | 196 |
|            | Figuras de Solid Edge Simulation: ....  | 197 |
| Anexo III. | Piezas del grupo del cigüeñal de la Husqvarna 701. ....   | 198 |

## Índice de figuras

|  |    |
|--|----|
| Figura 1. Número de matriculaciones de motocicletas 2017 vs 2018 [33] .....              | 16 |
| Figura 2. Matriculaciones de motocicletas por cilindradas en 2017 y 2018 [33] .....      | 17 |
| Figura 3. Parque de motocicletas en España [54] .....                                    | 17 |
| Figura 4. Ciclo Otto ideal .....   | 24 |
| Figura 5. Esquema funcionamiento motor 4 tiempos .....                                   | 25 |
| Figura 6. Esquema de un motor de 4 tiempos monocilíndrico .....                          | 26 |
| Figura 7. Ejemplo sistema de distribución .....  | 27 |
| Figura 8. Ejemplo de diagrama de distribución .....                                      | 27 |
| Figura 9. Ciclo Otto Real .....  | 29 |
| Figura 10. Mecanismo pistón, biela, manivela y cigüeñal .....                            | 30 |
| Figura 11. Par motor instantáneo de monocilíndrico de 4 tiempos. [2] .....               | 33 |
| Figura 12. Situación de los ejes de equilibrado en un motor monocilíndrico. [1] .....    | 35 |
| Figura 13. Monocilíndrico con un eje de equilibrado. ....                                | 35 |
| Figura 14. Válvulas del motor .....  | 36 |
| Figura 15. Colector de escape .....  | 37 |
| Figura 16. Sensor de oxígeno .....   | 37 |
| Figura 17. Relación entre $\lambda$ , potencia y consumo. [37] .....                     | 38 |
| Figura 18. Catalizador de tres vías. ....  | 39 |
| Figura 19. Silencioso de absorción .....   | 40 |
| Figura 20. Silencioso de interferencia [36] .....  | 40 |
| Figura 21. Rendimiento volumétrico vs Revoluciones del motor [4] .....                   | 43 |
| Figura 22. Distribución de presión para flujo de gas a través de una boquilla. [6] ..... | 45 |
| Figura 23. Perfil de flujo laminar en tubo. [7] .....                                    | 47 |
| Figura 24. Perfil de flujo turbulento en tubo. [7] .....                                 | 48 |
| Figura 25. Perfiles de velocidades [7]. ....   | 48 |
| Figura 26. Difusor con salida libre [9] .....  | 50 |
| Figura 27. Perfil de velocidades en un difusor [9] .....                                 | 50 |
| Figura 28. Flujo en una curva [9] .....  | 51 |
| Figura 29. Onda de compresión en conducto [12] .....                                     | 53 |
| Figura 30. Onda de expansión en conducto. [12] .....                                     | 54 |
| Figura 31. Perturbación en el tubo de escape dependiendo de las revoluciones [2] .....   | 56 |
| Figura 32. Escape con sistema Exup .....   | 56 |
| Figura 33. Composición de los gases de escape en un motor de gasolina .....              | 57 |
| Figura 34. Componentes más contaminantes de un motor de gasolina [2] .....               | 58 |
| Figura 35. Parámetros del curvado de tubo. [50] .....                                    | 61 |
| Figura 36. Tensiones en el curvado de tubos. [50] .....                                  | 62 |
| Figura 37. Máquina para curvar tubos .....   | 62 |
| Figura 38. Proceso de soldadura TIG .....  | 63 |
| Figura 39. Ejemplo de soldadura TIG [42] .....   | 64 |
| Figura 40. Esquema del proceso de hidroconformado [52] .....                             | 64 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 41. Proceso de hidroconformado. [50].....  | 65  |
| Figura 42. Endforming. [52].....  | 65  |
| Figura 43. Ejemplos de tubos acabados con un proceso de endforming .....  | 66  |
| Figura 44. Ejemplo de mecanizado en torno [Fuente: www.dihcsa.com] .....  | 67  |
| Figura 45. Torno manual. [38] .....   | 67  |
| Figura 46. Operaciones de torneado. [43] .....  | 68  |
| Figura 47. Ejemplo de fresado frontal.....  | 68  |
| Figura 48. Plegadora .....  | 69  |
| Figura 49. Resumen de los elementos que intervienen en el proceso de embutición .....   | 70  |
| Figura 50. Modos de vibración [25] .....  | 71  |
| Figura 51. Definición de FRF [31].....  | 71  |
| Figura 52. Condición de 1 GDL [25].....   | 72  |
| Figura 53. Modelo de 1GDL. Dominio del tiempo (t) y de la frecuencia ( $\omega$ ) [31].....                                     | 75  |
| Figura 54. Factor de amplificación dinámico [25].....   | 76  |
| Figura 55. Respuesta a una excitación sinusoidal [25].....  | 76  |
| Figura 56. Problema con dos grados de libertad [25].....  | 77  |
| Figura 57. Respuesta de un sistema de 2 GDL [31].....   | 77  |
| Figura 58. Representación de la FRF para 1GDL [31] .....  | 80  |
| Figura 59. Test de impacto para una viga libre [31] .....   | 81  |
| Figura 60. Representación del estudio modal por agitación [31].....   | 82  |
| Figura 61. Tabla del anexo I del R (UE) nº 168/2013. Clasificación de vehículos .....   | 89  |
| Figura 62. Manual de reformas. 4º Revisión. Sección II: Vehículos de categoría L. Grupo 2-6.<br>Pág. 2.....                     | 90  |
| Figura 63. Manual de reformas. 4º Revisión. Sección II: Vehículos de categoría L. Grupo 2-6.<br>Pág. 3.....                     | 91  |
| Figura 64. Datos de homologación en el chasis de la Husqvarna 701 .....   | 92  |
| Figura 65. Tabla de límites de emisiones. Anexo VI del R (UE) 168/2013.....   | 94  |
| Figura 66. Ensayo salientes exteriores [21].....  | 96  |
| Figura 67. Vista de planta de un dispositivo de ensayo que roza la superficie y choca con la<br>parte que sobresale [21]. ..... | 96  |
| Figura 68. Solid Edge 2019 .....  | 99  |
| Figura 69. Entorno tipo piezas.....   | 100 |
| Figura 70. Operaciones de superficie.....   | 100 |
| Figura 71. Operaciones de chapa.....  | 100 |
| Figura 72. Módulo de conjunto. ....   | 101 |
| Figura 73. Tipos de estudios de Solid Edge Simulation .....   | 102 |
| Figura 74. Barra de herramientas de Solid Edge Simulation .....   | 102 |
| Figura 75. Barra de herramientas de Solid Edge simulation .....   | 103 |
| Figura 76. Resultados de simulación.....  | 103 |
| Figura 77. Imagen corporativa de ANSYS.....   | 104 |
| Figura 78. Análisis modal en ANSYS.....   | 104 |
| Figura 79. ANSYS Fluent .....   | 105 |
| Figura 80. Husqvarna 701 sm .....   | 107 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 81. Diagrama de Gantt del proyecto .....   | 108 |
| Figura 82. Diagrama de distribución .....   | 110 |
| Figura 83. Sistema de escape completo .....   | 111 |
| Figura 84. Explosionado del sistema de escape .....   | 112 |
| Figura 85. Cotas de referencia a partir del motor KTM LC4 (motor de la Husqvarna 701).....  | 113 |
| Figura 86. Boca del colector .....  | 114 |
| Figura 87. Vista en corte al medio de la boca del colector. ....                            | 114 |
| Figura 88. Diseño de primer tramo del colector.....   | 115 |
| Figura 89. Cambio de plano de referencia .....  | 115 |
| Figura 90. Segundo tramo del colector .....   | 116 |
| Figura 91. Construcción del tercer tramo del colector .....                                 | 116 |
| Figura 92. Colector y sus dimensiones en el último tramo del colector .....                 | 117 |
| Figura 93. Alojamiento para la sonda lambda.....  | 117 |
| Figura 94. Alojamiento para la sonda lambda.....  | 118 |
| Figura 95. Diseño del tubo primario .....   | 118 |
| Figura 96. Boceto del perfil de cuerpo exterior del catalizador .....                       | 119 |
| Figura 97. Boceto para crear soporte del protector .....                                    | 119 |
| Figura 98. Agujero del soporte del protector .....  | 120 |
| Figura 99. Operación de copia por simetría .....  | 120 |
| Figura 100. Cuerpo exterior del catalizador .....   | 120 |
| Figura 101. Cuerpo interior del catalizador.....  | 121 |
| Figura 102. Boceto de celdas del catalizador .....  | 121 |
| Figura 103. Operación de vaciado para crear las celdas .....                                | 122 |
| Figura 104. Ensamblaje del catalizador.....   | 122 |
| Figura 105. Colector, tubo primario y catalizador .....                                     | 123 |
| Figura 106. Tubo secundario .....   | 123 |
| Figura 107. Diseño del acople del tubo secundario y catalizador .....                       | 124 |
| Figura 108. Primer tramo del tubo secundario .....  | 124 |
| Figura 109. Último tramo del tubo y la operación de barrido.....                            | 125 |
| Figura 110. Unión entre catalizador y tubo secundario.....                                  | 125 |
| Figura 111. Cuerpo exterior del catalizador .....   | 126 |
| Figura 112. Extrusión de superficie para el enganche del muelle .....                       | 126 |
| Figura 113. Proyección de la curva sobre la superficie .....                                | 127 |
| Figura 114. Enganche para resortes del silenciador .....                                    | 127 |
| Figura 115. Cuerpo exterior del silenciador .....   | 127 |
| Figura 116. Interior del silenciador .....  | 128 |
| Figura 117. Bocetos de la parte interior del silencioso.....                                | 128 |
| Figura 118. Agujeros dibujados en el plano y proyectados sobre el cuerpo de revolución..... | 129 |
| Figura 119. Patrones para generar el resto de agujeros .....                                | 129 |
| Figura 120. Salida del silenciador .....  | 129 |
| Figura 121. Silenciador y su soporte .....  | 130 |
| Figura 122. Unión exterior entre tubo y silencioso .....                                    | 130 |
| Figura 123. Operación de barrido helicoidal .....   | 131 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 124. Protrusión por barrido para crear el gancho.....                 | 131 |
| Figura 125. Diseño del resorte helicoidal.....                               | 132 |
| Figura 126. Soporte del colector .....                                       | 132 |
| Figura 127. Extrusión de superficie a partir del boceto para la brida.....   | 133 |
| Figura 128. Diseño de la brida de sujeción intermedia.....                   | 133 |
| Figura 129. Diseño de la brida del silencioso .....                          | 134 |
| Figura 130. Tubo secundario, brida y soporte .....                           | 135 |
| Figura 131. Desarrollo del soporte intermedio .....                          | 135 |
| Figura 132. Incrementar espesor de soporte .....                             | 136 |
| Figura 133. Corte de la parte superior del soporte intermedio .....          | 136 |
| Figura 134. Soporte de anclaje al chasis .....                               | 136 |
| Figura 135. Proyección del boceto sobre la superficie .....                  | 137 |
| Figura 136. Operación de recorte de la superficie.....                       | 137 |
| Figura 137. Soporte de anclaje al subchasis.....                             | 138 |
| Figura 138. Operación de redondeo en el protector .....                      | 138 |
| Figura 139. Plano tangente .....   | 139 |
| Figura 140. Menú de opciones para agujero.....                               | 139 |
| Figura 141. Vista posterior del sistema de escape .....                      | 140 |
| Figura 142. Sistema de escape. Vista lateral .....                           | 140 |
| Figura 143. Sistema de escape. ....  | 140 |
| Figura 144. Workbench con análisis modal.....                                | 141 |
| Figura 145. Menú “Engineering Data” para selección de material (ANSYS) ..... | 142 |
| Figura 146. Generación del mallado .....                                     | 142 |
| Figura 147. Opciones de condiciones de contorno.....                         | 143 |
| Figura 148. Configuración del análisis.....                                  | 143 |
| Figura 149. Opciones de datos de solución.....                               | 144 |
| Figura 150. Mallado del colector .....                                       | 145 |
| Figura 151. Condición de temperatura en el colector .....                    | 145 |
| Figura 152. Condición de anclaje al motor .....                              | 146 |
| Figura 153. Mallado del catalizador.....                                     | 147 |
| Figura 154. Condición de contorno de doble sujeción .....                    | 147 |
| Figura 155. Mallado del tubo secundario .....                                | 148 |
| Figura 156. Condición de anclaje inferior.....                               | 148 |
| Figura 157. Mallado del silenciador.....                                     | 149 |
| Figura 158. Sujeción del silenciador.....                                    | 149 |
| Figura 159. Menú de configuración para simulación en Solid Edge .....        | 150 |
| Figura 160. Restricción cilíndrica para el colector .....                    | 151 |
| Figura 161. Mallado en Solid Edge Simulation .....                           | 152 |
| Figura 162. Verificador de geometría .....                                   | 153 |
| Figura 163. Zonas más conflictivas para realizar el mallado .....            | 153 |
| Figura 164. Sistema de escape simplificado.....                              | 154 |
| Figura 165. Herramienta de simplificación de Solid Edge.....                 | 154 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 166. Gráfica de presiones del escape, la admisión y el cilindro respecto al giro del cigüeñal ..... | 156 |
| Figura 167. Resultados del colector en vibración libre .....   | 158 |
| Figura 168. Colector en vibración libre a 139,5 Hz (ANSYS) .....   | 158 |
| Figura 169. Colector en vibración libre a 120,7 Hz (Solid Edge) .....                                      | 158 |
| Figura 170. Resultados del análisis de vibración del colector con sujeción .....                           | 160 |
| Figura 171. Deformación del colector anclado al motor a 48,368 Hz (modo 1, ANSYS) .....                    | 160 |
| Figura 172. Deformación del colector anclado al motor a 42,07 Hz (modo 1, Solid Edge) .....                | 160 |
| Figura 173. Simulación modal del catalizador .....   | 162 |
| Figura 174. Deformación catalizador a 1786,5 Hz (modo 7) por ANSYS .....                                   | 162 |
| Figura 175. Deformación del catalizador a 1773 Hz (modo 7) por Solid Edge Simulation .....                 | 162 |
| Figura 176. Deformación del catalizador con sujeción a 7866 Hz (Modo 1 ANSYS) .....                        | 163 |
| Figura 177. Deformación del catalizador con sujeción a 7866 Hz (Modo 1 Solid Edge) .....                   | 163 |
| Figura 178. Frecuencias propias del catalizador con sujeciones .....                                       | 164 |
| Figura 179. Deformación del tubo secundario a 852 Hz (modo 7) de ANSYS .....                               | 164 |
| Figura 180. Deformación del tubo secundario a 781,5 Hz (modo 7) de Solid Edge .....                        | 164 |
| Figura 181. Gráfica de resultados del tubo secundario en vibración libre .....                             | 165 |
| Figura 182. Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 199,6 Hz (ANSYS) .....          | 166 |
| Figura 183. Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 191,6 Hz (Solid Edge) .....     | 166 |
| Figura 184. Gráfica de resultados para tubo secundario con sujeción inferior .....                         | 167 |
| Figura 185. Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 1022,1 Hz (ANSYS) .....         | 167 |
| Figura 186. Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 894 Hz (Solid Edge) .....       | 167 |
| Figura 187. Deformación del silenciador a 1070,2 Hz (modo 7) según ANSYS .....                             | 168 |
| Figura 188. Deformación del silenciador a 1032,2 Hz (modo 7) según Solid Edge .....                        | 168 |
| Figura 189. Gráfica de resultados del silenciador en vibración libre .....                                 | 169 |
| Figura 190. Deformación del silenciador con sujeción exterior a 1007,5 Hz (modo 1 ANSYS) .....             | 170 |
| Figura 191. Deformación del silenciador con sujeción exterior a 969,7 Hz (modo 1 Solid Edge) .....         | 170 |
| Figura 192. Gráfica del análisis de vibración del silenciador con sujeción exterior .....                  | 170 |
| Figura 193. Gráfica del análisis del sistema de escape en vibración libre .....                            | 173 |
| Figura 194. Deformación del tubo de escape a 68,88 Hz (modo 7) por Solid Edge Simulation .....             | 173 |
| Figura 195. Deformación del tubo de escape a 112,8 Hz (modo 8) por Solid Edge Simulation .....             | 173 |
| Figura 196. Deformación del tubo de escape a 124 Hz (modo 9) por Solid Edge Simulation .....               | 173 |
| Figura 197. Deformación del tubo de escape a 238,1 Hz (modo 10) por Solid Edge Simulation .....            | 173 |
| Figura 198. Deformación del tubo de escape a 256,1 Hz (modo 11) por Solid Edge Simulation .....            | 174 |
| Figura 199. Deformación del tubo de escape a 310,6 Hz (modo 12) por Solid Edge Simulation .....            | 174 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 200. Deformación del tubo de escape a 396 Hz (modo 13) por Solid Edge Simulation .         | 174 |
| Figura 201. Deformación del tubo de escape a 464,6 Hz (modo 14) por Solid Edge Simulation .....   | 174 |
| Figura 202. Deformación del tubo de escape a 544 Hz (modo 15) por Solid Edge Simulation .         | 174 |
| Figura 203. Deformación del tubo de escape a 634,6 Hz (modo 16) por Solid Edge Simulation .....   | 174 |
| Figura 204. Gráfica de resultados de la simulación modal del tubo de escape sujeto al motor ..... | 176 |
| Figura 205. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 10,77 Hz (modo 1) .....         | 176 |
| Figura 206. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 11,22 Hz (modo 2) .....         | 176 |
| Figura 207. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 53,33 Hz (modo 3) .....         | 176 |
| Figura 208. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 57,57 Hz (modo 4) .....         | 176 |
| Figura 209. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 115,1 Hz (modo 5) .....         | 177 |
| Figura 210. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 164,8 Hz (modo 6) .....         | 177 |
| Figura 211. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 261 Hz (modo 7) .....           | 177 |
| Figura 212. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 304,2 Hz (modo 8) .....         | 177 |
| Figura 213. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 338,2 Hz (modo 9) .....         | 177 |
| Figura 214. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 526,5 Hz (modo 10) .....        | 177 |
| Figura 215. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 699,5 Hz (modo 12) .....        | 178 |
| Figura 216. Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 879,7 Hz (modo 13) .....        | 178 |
| Figura 217. Análisis del sistema de escape con dos sujeciones.....                                | 179 |
| Figura 218. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 56,42 Hz (modo 1).....            | 179 |
| Figura 219. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 57,15 Hz (modo 2).....            | 179 |
| Figura 220. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 177,4 Hz (modo 3).....            | 180 |
| Figura 221. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 364 Hz (modo 4) .....             | 180 |
| Figura 222. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 377 Hz (modo 5) .....             | 180 |
| Figura 223. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 418 Hz (modo 6) .....             | 180 |
| Figura 224. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 448,8 Hz (modo 7).....            | 180 |
| Figura 225. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 714,5 Hz (modo 8).....            | 180 |
| Figura 226. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 733,3 Hz (modo 9).....            | 180 |
| Figura 227. Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 809,5 Hz (modo 10).....           | 180 |
| Figura 228. Gráfica de los resultados ante las vibraciones con tres sujeciones.....               | 182 |
| Figura 229. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 205,8 Hz (modo 1) .....          | 182 |
| Figura 230. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 443,4 Hz (modo 2) .....          | 182 |
| Figura 231. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 517,7 Hz (modo 3) .....          | 182 |
| Figura 232. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 735,2 Hz (modo 4) .....          | 182 |
| Figura 233. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 879,5 Hz (modo 5) .....          | 183 |
| Figura 234. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1157 Hz (modo 6) .....           | 183 |
| Figura 235. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1203 Hz (modo 7) .....           | 183 |
| Figura 236. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1580 Hz (modo 8) .....           | 183 |
| Figura 237. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1599 Hz (modo 9) .....           | 183 |
| Figura 238. Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1665 Hz (modo 10) .....          | 183 |
| Figura 239. Diagrama de Gantt.....  | 185 |

---

|  |     |
|--|-----|
| Figura 240. Tabla de dimensiones y masas de tubos lisos de acero según norma EN 10220<br>[Fuente: <a href="http://www.tubosdeacero.eu">www.tubosdeacero.eu</a> ]                     | 194 |
| Figura 241. Tubos de acero inoxidable fabricados según norma EN 10217-7 y EN10296-2.<br>[Fuente: Grupo Hastinik]   | 195 |
| Figura 242. Ejemplo de resultados presentados por ANSYS  | 196 |
| Figura 243. Leyenda de los resultados presentados por ANSYS  | 196 |
| Figura 244. Ejemplo de resultados presentados por Solid Edge Simulation  | 197 |
| Figura 245. Leyenda de los resultados presentados por Solid Edge Simulation  | 197 |
| Figura 246. Explosionado del grupo del cigüeñal de la Husqvarna 701 [Fuente:<br><a href="http://sparepartsfinder.husqvarna-motorcycles">sparepartsfinder.husqvarna-motorcycles</a> ] | 198 |
| Figura 247. Explosionado del eje de equilibrado de la Husqvarna 701 [Fuente:<br><a href="http://sparepartsfinder.husqvarna-motorcycles">sparepartsfinder.husqvarna-motorcycles</a> ] | 199 |



## Índice de tablas

|   |     |
|---|-----|
| Tabla 1 Datos de la Husqvarna 701.....  | 107 |
| Tabla 2. Periodo de apertura de válvulas.....   | 110 |
| Tabla 3. Piezas y referencias.....  | 113 |
| Tabla 4. Propiedades del acero inoxidable.....  | 151 |
| Tabla 5. Frecuencias naturales del colector .....                                     | 157 |
| Tabla 6. Frecuencias del colector anclado al motor .....                              | 159 |
| Tabla 7. Revoluciones críticas para el colector con una sujeción.....                 | 161 |
| Tabla 8. Frecuencias naturales del catalizador .....                                  | 161 |
| Tabla 9. Frecuencias del catalizador con sujeciones.....                              | 163 |
| Tabla 10. Frecuencias naturales del tubo secundario.....                              | 165 |
| Tabla 11. Frecuencias propias del tubo secundario con sujeción .....                  | 166 |
| Tabla 12. Frecuencias naturales del silenciador .....                                 | 168 |
| Tabla 13. Frecuencias del silenciador con sujeción exterior .....                     | 169 |
| Tabla 14. Información del mallado .....   | 172 |
| Tabla 15. Información del modelo continuo (sistema de escape).....                    | 172 |
| Tabla 16. Frecuencias naturales del sistema de escape.....                            | 172 |
| Tabla 17. Frecuencias del tubo de escape con una sujeción (anclaje al motor) .....    | 175 |
| Tabla 18. Revoluciones de motor críticas para el escape con una sujeción .....        | 175 |
| Tabla 19. Frecuencias del tubo de escape con dos sujeciones.....                      | 179 |
| Tabla 20. Frecuencias del análisis de vibraciones del escape con tres sujeciones..... | 181 |



# 1. Introducción.

## 1.1. Ámbito y motivación del proyecto.

La motocicleta es un medio de transporte que surgió en el siglo XIX gracias a la búsqueda de un transporte sencillo y ágil como era la bicicleta pero aportando mayor potencia, autonomía y opciones de uso.

Además de cubrir la necesidad de transporte, la motocicleta también despertó nuevas sensaciones y posibilidades de ocio a sus usuarios, lo que generó un gran número de seguidores que motivados por la afición hacia este mundo y el desafío tecnológico que suponía, convirtieron la motocicleta en un importante pasatiempo que se mantiene hasta el día de hoy. Y es que actualmente, el abanico de seguidores de la motocicleta cubre desde aquella persona que necesita un vehículo para moverse fácilmente por la ciudad hasta la que sigue las competiciones de motociclismo a través de la televisión sin haber utilizado jamás una motocicleta.

Por este motivo, al presente la motocicleta ofrece a sus usuarios un amplio abanico de opciones según el uso al que esté destinada, por ejemplo, existen motos desarrolladas para su uso en circuito, motocicletas desarrolladas para realizar largos viajes, motocicletas para moverse fácilmente en zonas urbanas, etc.

Esta gran diversidad de opciones hace del mercado de la motocicleta un mercado interesante y competitivo. Según la información recogida por ANESDOR (Asociación Nacional de Empresas del Sector de Dos Ruedas), a fecha de noviembre 2018, es un mercado en tendencia ascendente porque en 2018 ha aumentado un 14% el número de ventas de motocicletas con respecto a 2017, concretamente 148.215 matriculaciones frente a 129.989 [33].

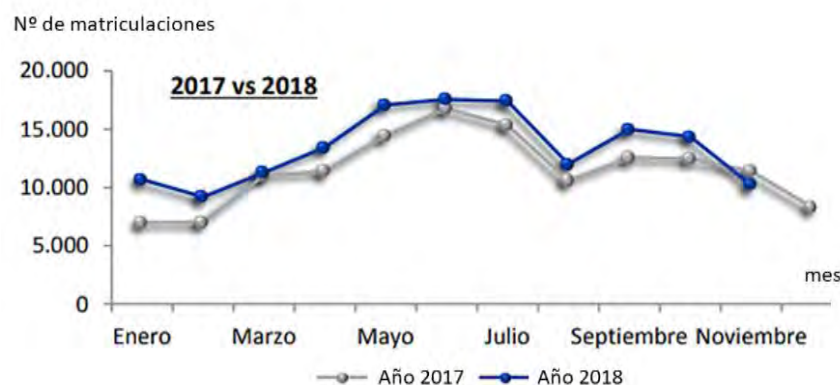
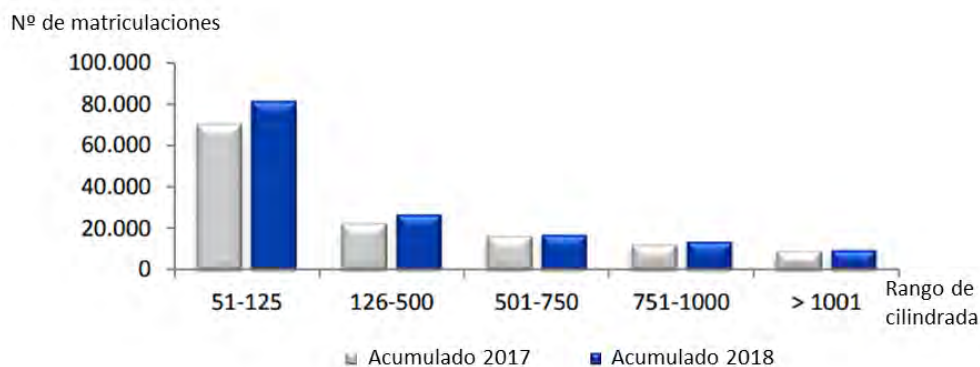


Figura 1. Número de matriculaciones de motocicletas 2017 vs 2018 [33]

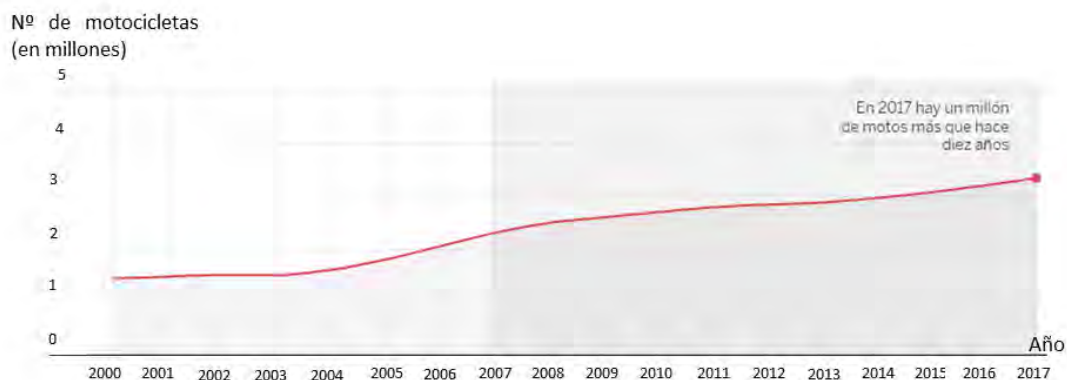
Cabe destacar también que la mayor demanda de motocicletas está dirigida hacia la practicidad de este tipo de vehículo en las zonas urbanas ya que se han vendido mayor número de

motocicletas de paseo que de motocicletas de carretera (87.076 frente a 54.712) y el 54% de las motocicletas vendidas tienen una cilindrada inferior a 125cc, por tanto son motocicletas destinadas a desplazamientos relativamente cortos. Mientras que las cilindradas que se encuentran entre 500 y 750cc suponen el 16,95 % de las ventas.



**Figura 2.** Matriculaciones de motocicletas por cilindradas en 2017 y 2018 [33]

El aumento del número de motocicletas en circulación en los últimos años, así como otros tipos de vehículos a motor, y su confluencia en las zonas urbanas, ha obligado a las autoridades a crear reglamentos cada vez más exigentes para los fabricantes con el objeto de reducir el impacto ambiental que suponen estos medios de transporte.



**Figura 3.** Parque de motocicletas en España [54]

La presión global de las administraciones a nivel europeo, en lo que al impacto ambiental de la motocicleta se refiere, ha supuesto la implantación gradual de las etapas Euro, comenzando en 1999 con la etapa Euro 1. A partir de entonces los fabricantes de motocicletas se han enfrentado

a verdaderos retos tecnológicos para poder cumplir las exigencias de las normativas Euro 2, seguida de la Euro 3 y posteriormente la normativa que rige actualmente, la Euro 4.

Cumplir estas condiciones de homologación, ha supuesto una reducción aproximada del 95% de las emisiones contaminantes con respecto a las motocicletas anteriores al 1999 (según datos de ANESDOR). Además de estos progresos en materia medio ambiental, también se han aumentado los requisitos en seguridad (frenos ABS, doble homologación de potencia, luces automáticas, etc) lo que desemboca en un mercado actual con motocicletas mucho más eficientes y seguras. A pesar de ello, la normativa actual (Euro 4) será sustituida a partir de 2020 por la normativa Euro 5, que será aún más exigente con los límites de emisiones, los sistemas de diagnóstico de a bordo y el ruido producido por la motocicleta [34].

Debido a estas exigencias en continua evolución, la industria de la motocicleta está comprometida a continuar invirtiendo en I+D+i para moverse hacia una movilidad más segura y sostenible, a la vez que respetuosa con el medio ambiente [34].

Lamentablemente este desarrollo no será todo lo productivo que debería si desde las administraciones no se promueve el uso de la motocicleta como medio de transporte sostenible y posible solución a los conflictos medio ambientales y del sector del transporte que se vive actualmente, especialmente en las zonas urbanas. En este sentido, la motocicleta aporta ventajas como su agilidad de movimiento y menor tamaño con respecto a un coche, reduciendo la saturación en el tráfico y estando menos tiempo en circulación, es decir, menor tiempo emitiendo sustancias contaminantes.

Unos de los puntos clave en los que converge la responsabilidad de reducir el impacto ambiental y la capacidad de crear una motocicleta atractiva para los aficionados es el sistema de escape de la misma. Este dispositivo además de influir en la estética de la motocicleta, afecta directamente a las sensaciones que transmite la motocicleta ya que influye directamente su sonido. El sonido de una motocicleta es capaz de emocionar y excitar a los aficionados, tanto a aquel que esté usando la motocicleta como a los que sientan el sonido aun estando alejados de la carretera por la que circula.

Además el sonido puede jugar un papel importante en la seguridad del usuario de la motocicleta. Es evidente que este medio de transporte es más pequeño y frágil que otros vehículos con los que convive pero cabe destacar que el accidente más frecuente con una motocicleta involucrada es por colisión con otro vehículo (el 55% de los casos según Pont Grup), y de este 55% solo el 36% fue a causa de la infracción del motero. Estos accidentes generalmente ocurren por imprudencias o falta de visibilidad de la motocicleta. Para tratar de evitarlos es importante trabajar en la concienciación de todos los conductores, pero también se puede otorgar mayor presencia de la motocicleta para que el resto de conductores denoten su presencia con mayor facilidad. Esto último podría llevarse a cabo jugando con el sonido que produce el sistema de escape.

Por una razón o por otra, gran parte de los usuarios de motocicleta deciden cambiar su sistema de escape o parte de él por piezas “aftermarket”. En este punto se crea un mercado alternativo

con opciones que van desde silenciosos simples de muy bajo coste que solo aportan un cambio estético hasta sistemas de escape especiales para modelos determinados de motocicleta que aumentan su rendimiento pero no la cumplen normativa vigente.

El sistema de escape y sus piezas es de los dispositivos de recambio más demandados en el sector de la motocicleta y cuenta con multitud de empresas especializadas en el diseño, desarrollo y fabricación de estos sistemas.

Unos ejemplos de estas marcas o empresas son Arrow, Akrapovic, SC Project o Mivv. Estas fabrican, según el modelo de motocicleta, desde silenciadores hasta sistemas de escape completos, y con opciones legales para su uso en carretera o solo aptos para circuito. Utilizan gran variedad de materiales como acero inoxidable, titanio o carbono. El desarrollo técnico y los materiales utilizados hacen que componentes como los silenciadores tengan precios de venta a cliente entre 500 y 700 euros mientras que las líneas completas pueden alcanzar los 3000 euros (precios consultados en [motobuyers.es](http://motobuyers.es) y sus catálogos online). Normalmente estos sistemas de escape completos no cumplen con la normativa vigente para su uso en vías públicas.

Además de estas grandes empresas, también existen otras más pequeñas, como Vimesa o GR Exhaust Systems, que fabrican sistemas de escape artesanales para motocicletas particulares determinadas, que requieren un posterior proceso de homologación para poder circular legalmente.

Por último existe otra opción en el mercado que consiste en productos diseñados en base a la estética, sin garantías de que el dispositivo favorezca el funcionamiento de la motocicleta o sea seguro. Este tipo de producto tiene un precio muy bajo con respecto a las marcas especializadas y generalmente tiende a imitar sus diseños en lo que al aspecto exterior se refiere. Se pueden ver ejemplos de estos productos AliExpress, una tienda online formada por pequeñas empresas de China.

Considerando la necesidad de hacer de la motocicleta un vehículo clave en el desarrollo de un transporte sostenible, seguro y comprometido con el medio ambiente, sin perder las características que mantienen viva la pasión y afición por este mundo de la motocicleta, surge la motivación de este proyecto, que está enfocado a conocer en qué consiste el diseño y funcionamiento de un sistema de escape adecuado a la normativa que aplica para la homologación del producto. Además se realizará una propuesta de diseño para una motocicleta determinada y se estudiará si cumple ciertos requisitos mecánicos para que sea seguro durante su funcionamiento.

## 1.2. Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es presentar una propuesta de metodología para el análisis del diseño mecánico de un sistema de escape. Esta metodología se aplicará a motocicletas con motor de cuatro tiempos aunque también sería adaptable a motocicletas de motores de dos tiempos. El fin último de esta metodología es conseguir un prototipo de escape compatible con la normativa de homologación de sistemas de escape actual en España.

Para llevar a feliz término el objetivo principal es necesario seguir un proceso estructurado que conlleva superar una serie de hitos u objetivos secundarios que se detallan a continuación:

- Recopilación de información sobre los fundamentos técnicos asociados al funcionamiento de los sistemas de escape. También se realizará una introducción teórica al análisis de vibraciones y particularmente al análisis modal. Es objetivo de este proyecto que estas revisiones técnicas sirvan como referencia para futuros ingenieros que aborden trabajos similares a este.
- Estudio, procesado y resumen de la normativa aplicable y procedimientos necesarios para la homologación de un sistema de escape.
- Selección de un modelo de motocicleta, homologado en base a la normativa actual, para la que realizar la propuesta de diseño sistema de escape.
- Extracción de los principales parámetros necesarios para dimensionar el sistema de escape para la motocicleta elegida.
- Propuesta de un modelo de sistema de escape. Implementación del modelo propuesto en un software de CAD, cumpliendo los requisitos técnicos establecidos por la normativa de homologación.
- Simulación del modelo propuesto de escape y análisis modal del cuerpo principal del sistema de escape y sus componentes.
- Representación gráfica o en tablas de los resultados de los análisis modales del sistema de escape. Estudiar la conformidad de los resultados del análisis modal frente a las vibraciones que sufrirá el sistema de escape en la motocicleta.

Con el propósito de cumplir estos objetivos se acudirá a recursos bibliográficos técnicos (para desarrollar el marco teórico del proyecto) y a documentos oficiales del Estado o de la Unión Europea (para recopilar los aspectos normativos referentes al sistema de escape).

Los parámetros de la motocicleta necesarios para el dimensionado del escape se conseguirán de datos de fabricantes de motocicletas.

La implementación del modelo de escape se realizará con el software Solid Edge 2019. Las piezas fundamentales del sistema de escape y el conducto completo se someterán a un proceso de simulación modal con dos softwares diferentes: ANSYS y Solid Edge Simulation. Para almacenar los datos en tablas y crear los gráficos comparativos que faciliten el análisis de los resultados obtenidos con ambos programas se utilizará Microsoft Excel.

### 1.3. Estructura del documento

El presente documento se estructurará en 11 capítulos y 3 anexos:

- El documento comienza con este primer capítulo, que consiste en una introducción al entorno actual de la motocicleta, teniendo en cuenta su situación en el mercado y su compromiso con las nuevas exigencias legales. Además en esta introducción se plantea como intervienen los sistemas de escape en el desarrollo del mercado de la motocicleta junto con las opciones que se pueden encontrar dentro del propio mercado de los sistemas de escape. Este capítulo de introducción continúa con la descripción de los objetivos del proyecto y se expone un resumen sobre la estructura del presente documento.
- En segundo lugar, después de la introducción, se recoge información sobre los aspectos teóricos más importantes a la hora de diseñar un sistema de escape. Esta información comienza con una introducción a los motores de cuatro tiempos, tratando su ciclo de potencia y su mecanismo. Después se definen las funciones del sistema de escape para un motor de este tipo y los componentes principales que forman dicho sistema. A continuación, en este segundo capítulo, se recogen también información sobre los aspectos termodinámicos y fluido mecánicos que intervienen en el proceso de escape del motor y en los conductos de escape respectivamente. En el mismo capítulo pero en distintos apartados se muestra información sobre la composición de los gases que circulan por el sistema de escape, sobre los aspectos acústicos que afectan a dicho sistema y por último, para cerrar este capítulo se muestra una introducción a los procesos de fabricación que intervienen en la fabricación de tubos de escape.
- El tercer capítulo de este documento sirve de introducción al análisis modal. En él se exponen conceptos básicos sobre la teoría de análisis modal y se muestra una breve descripción sobre técnicas de medición que intervienen en este tipo de análisis.
- En cuarto lugar aparece un capítulo dedicado a los aspectos normativos referidos al proceso de homologación de sistemas de escape de motocicleta. En primera instancia se presenta una introducción al proceso de homologación donde se referirá al decreto que regula estos procedimientos y se definirán las partes más importantes que se involucran en él. Además este capítulo trata también los marcos regulatorios de la Unión Europea o Naciones Unidas que establecen los requisitos de homologación, y tras definir estas entidades se expone el reglamento europeo que hace referencia a la homologación de motocicletas y sus componentes. Seguido a este apartado se exponen los reglamentos que complementan el reglamento anterior en lo que a sistemas de escape se refiere.
- El quinto capítulo del documento establece la metodología que se seguirá para completar el trabajo. En ella se incluyen las herramientas informáticas utilizadas, los datos de referencia para realizar el trabajo, la planificación para completar los objetivos y los resultados que se esperan conseguir.



- Al capítulo comentado anteriormente le sigue el capítulo seis, en el que se muestra la propuesta de diseño. En un primer apartado se realizan los cálculos para el dimensionado del escape, definiendo el diámetro y longitud del colector. En la siguiente sección del capítulo se muestra pieza a pieza como se ha diseñado el sistema y su posterior ensamblaje en un conjunto.
- En el séptimo capítulo se muestra como se ha llevado a cabo el análisis modal. En primer lugar se describen las simulaciones de análisis modal realizadas con ANSYS sobre los principales componentes del sistema de escape. A continuación se muestra como se han realizado las simulaciones sobre las mismas piezas y el tubo completo con el software Solid Edge Simulation.
- Después de realizar las simulaciones del análisis modal se alcanza el octavo capítulo, donde se muestran los resultados obtenidos y el criterio para confirmar o no si es solución del problema.
- Una vez presentados y comentados los resultados se realiza un desglose temporal y económico del trabajo realizado, y de esta forma se puede ver el presupuesto de este proyecto en el capítulo nueve.
- En el capítulo diez se exponen las conclusiones del trabajo prestando atención a al cumplimiento de los objetivos propuestos y a la solución del problema técnico. Posteriormente se muestran posibles trabajos que se pueden desarrollar sobre este proyecto en un futuro.
- Después de las conclusiones se muestra la bibliografía consultada para llevar a cabo este proyecto. En ella se expone un primer apartado con libros, documentos y artículos consultados. Seguido aparece un segundo apartado con las páginas web consultadas. En ambos apartados, los documentos o webs presentes llevan asociado un número que será el número de referencia. Este número aparecerá en el texto del presente documento cuando la información que trate esa parte de texto se base en lo expuesto en el elemento de la bibliografía.
- Tras la bibliografía aparecen los anexos. En primer lugar se encuentra el anexo 1, que muestra las tablas de diámetros normalizados para tubos de acero y acero inoxidable.
- El anexo 2 muestra la leyenda ampliada de las imágenes obtenidas como resultado de las simulaciones realizadas con ambos softwares.
- El anexo 3 muestra las piezas que forman parte del grupo del cigüeñal del modelo de motocicleta involucrado en este proyecto.

## 2. Introducción teórica al sistema de escape.

### 2.1. Introducción a los motores de combustión interna.

Los motores de combustión interna son motores térmicos cuyo objetivo consiste en aprovechar la energía química, procedente de la reacción exotérmica que tiene lugar en una cámara de combustión situada en el interior del motor, y convertirla en energía mecánica.

Existen varios tipos de motores de combustión interna, entre los que destacan los motores alternativos, las turbinas de gas, los motores rotatorios y los motores de ciclo Atkinson. Debido a que en este proyecto se va a tratar el sistema de escape de una motocicleta, se prestará atención únicamente a los motores alternativos ya que estos son los que tienen mayor aplicación en dicho tipo de vehículo.

El funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos consiste en utilizar los gases generados en la combustión para crear presión sobre un pistón, empujándolo y por tanto desplazándolo en el interior de un cilindro hasta una posición determinada. Unida al pistón se encuentra una biela que, al desplazarse con el pistón, obliga a girar a un cigüeñal. De esta manera, para conseguir un giro continuo del cigüeñal, es necesario que el pistón se mueva de modo alternativo entre sus dos posiciones extremas.

Este tipo de motores varía su forma de trabajar según el combustible que utilice para obtener la energía. En el caso de las motocicletas el combustible más utilizado es la gasolina, cuyos motores trabajan siguiendo el ciclo Otto. Estos motores también se conocen también como motores de ignición forzada debido a que se utiliza una chispa eléctrica, provocada por una bujía, para forzar la combustión de la mezcla de gasolina y aire.

Además de clasificarlos según su combustible, los motores alternativos también se pueden clasificar en función del número de giros del cigüeñal por cada carrera útil de trabajo del pistón, o dicho de otra forma, el número de desplazamientos que debe realizar el pistón de un extremo a otro de su recorrido (o carrera) para completar un ciclo de potencia. Esta característica lleva a dividir los motores alternativos en dos grupos, los motores de cuatro tiempos (que completan un ciclo de potencia cada cuatro carreras del pistón, es decir, dos vueltas del cigüeñal) y los motores de dos tiempos (que completan un ciclo de potencia cada dos carreras del pistón, es decir, una vuelta del cigüeñal).

A continuación se expondrán más detalladamente las características de uno de estos dos tipos de motores de ciclo Otto, el motor de cuatro tiempos.

El motor de cuatro tiempos de ciclo Otto es el tipo de motor más versátil ya que es apto para un mayor número de aplicaciones. El progreso técnico del ciclo Otto comenzó en el siglo XIX con las investigaciones del físico Nicolás Carnot, avanzados años más tarde por Alphonse Beau de Rochas en 1862. Basándose en estos estudios, el alemán Nikolaus August Otto creó su primera máquina térmica de gasolina en 1861, pero no fue hasta 1876 cuando Otto, asociado con Eugen

Langen, desarrolló la máquina térmica considerada como primer motor operativo de este tipo de ciclo [1].

Otto también fue quien perfeccionó el trabajo de este tipo de motor, de tal manera que se puede tratar a los motores modernos como una evolución del mismo. Por este motivo, se conoce como ciclo Otto al estudio teórico que explica el trabajo del motor de gasolina [1].

Este ciclo describe lo que sucede a una masa de gas sujeta a cambios de presión, temperatura, volumen, adición de calor y eliminación de calor dentro de un cilindro.

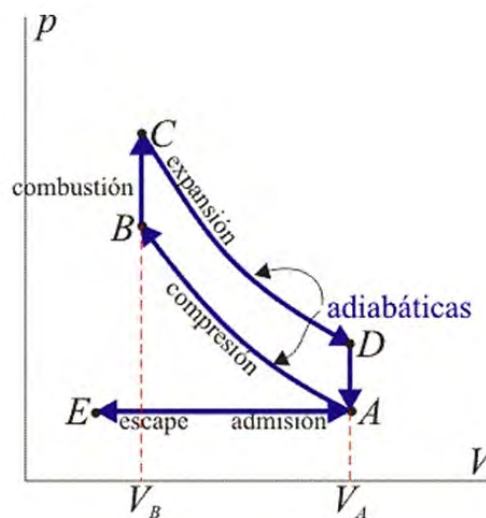
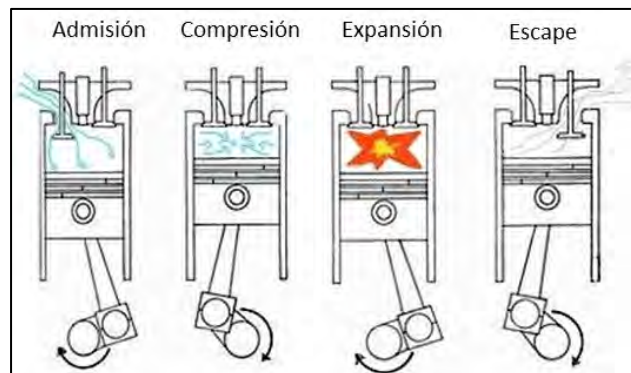


Figura 4. Ciclo Otto ideal

En la figura 4 se puede observar la forma del ciclo Otto ideal en un diagrama P, V (Presión, Volumen). En él se pueden apreciar las cuatro etapas o tiempos que realizan los motores de gasolina en su funcionamiento:

1. Etapas de admisión. En este tiempo el pistón se mueve hasta su punto muerto inferior (PMI), creando una depresión que permite la entrada de aire y gasolina a través de la válvula de admisión que se encuentra abierta durante esta etapa. Atendiendo al ciclo ideal, esta etapa tiene lugar a presión constante, solo aumenta el volumen del gas en el interior del cilindro.
2. Etapas de compresión. En esta etapa las válvulas están cerradas y el pistón avanza hacia su punto muerto superior (PMS), aumentando así la presión en el interior del cilindro a la vez que reduce su volumen. El aumento de presión se realiza hasta el valor que cumple la relación de compresión definido por el fabricante. En el ciclo ideal, esta compresión es un proceso adiabático reversible, es decir, sin transferencia de calor (isentrópico).

3. Etapa de expansión. Esta etapa tiene lugar después de la combustión de la mezcla de aire y gasolina que ocurre (según ciclo ideal) de manera instantánea, aumentando la presión y manteniendo el volumen constante. La combustión se produce debido a la combinación de la alta presión alcanzada tras la compresión y la chispa de la bujía. Al estar las válvulas de admisión y escape cerradas, esta explosión provoca un exceso de presión sobre el pistón desplazándolo hacia su PMI, propagando el gas de la combustión en el interior del cilindro. Esta etapa es la que aporta trabajo, es decir, es la que genera movimiento en el cigüeñal. En el ciclo Otto ideal ocurre de manera isentrópica.
4. Etapa de escape. El pistón inicia su movimiento hacia el PMS a la vez que permanece abierta la válvula de escape, permitiendo así la evacuación de los gases residuales de la combustión fuera de la cámara.



**Figura 5.** Esquema funcionamiento motor 4 tiempos

El rendimiento del ciclo Otto se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (2.1.1)$$

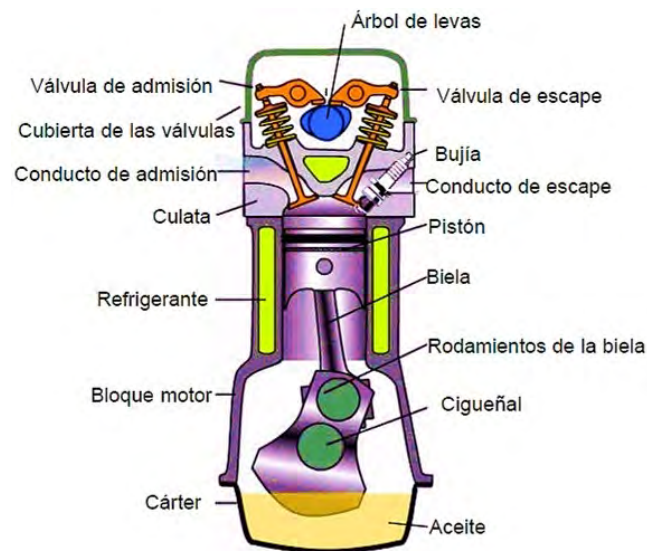
Donde  $r$  es la relación de compresión del ciclo ( $r = \frac{\text{Volumen máximo del cilindro}}{\text{Volumen mínimo del cilindro}}$ ) y  $\gamma$  es el coeficiente de dilatación adiabático [2].

Además, el trabajo neto obtenido con el ciclo es la diferencia entre la energía o calor aportado en la combustión y el calor liberado en la carrera de escape. De esta manera se puede expresar el rendimiento en función del trabajo neto y la energía producida por la combustión.

$$\eta = \frac{\text{Trabajo neto}}{\text{Calor debido a la combustión}} \quad (2.1.2)$$

Teniendo en cuenta que el ciclo descrito anteriormente es ideal, lo que implica procesos adiabáticos e isotrópicos, tan solo servirá de aproximación al comportamiento del ciclo Otto real. Habrá que tener en cuenta las diferencias entre ellos, ya que los valores de rendimiento se verán alterados por pérdidas de calor, movimientos no instantáneos, pérdidas de presión, etc.

Para comprender el comportamiento de un ciclo real se debe atender con mayor detalle al funcionamiento del motor de cuatro tiempos.



**Figura 6.** Esquema de un motor de 4 tiempos monocilíndrico

En la figura 6 se puede observar las partes más importantes de un motor de cuatro tiempos. La mayoría de ellas deben trabajar de forma coordinada para conseguir un correcto funcionamiento del motor. La apertura y cierre de válvulas y el encendido de la bujía deben estar acompañados con el movimiento del pistón para conseguir el rendimiento deseado.

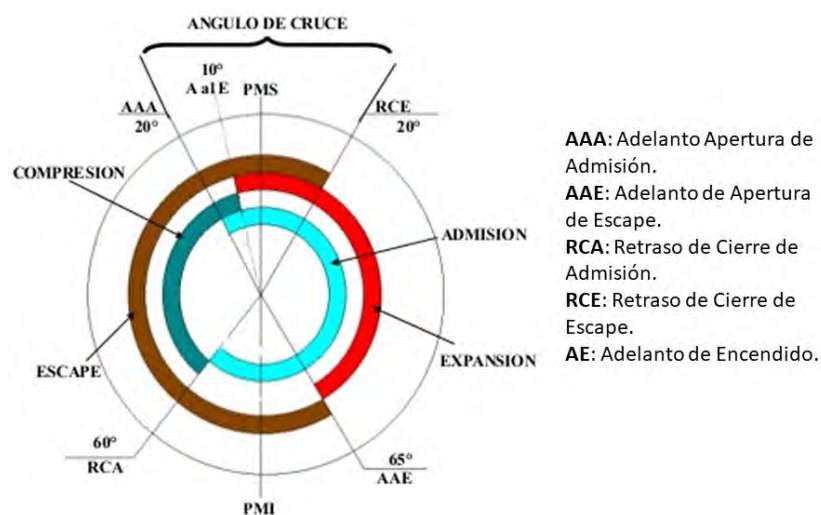
Las válvulas controlan la salida y entrada de los gases en el cilindro y sus movimientos están regulados por el sistema de distribución. Este sistema se compone de varios elementos como los muelles, que mantienen las válvulas en su posición cuando no son accionada; el árbol de levas, que con su giro se encarga de accionar las válvulas de manera alternativa (a través de la leva o de elementos intermedios como los balancines); y las correas, cadenas o engranajes que se encargan de transmitir el movimiento del cigüeñal al árbol de levas con una relación de transmisión adecuada para que todo funcione correctamente.

A diferencia de lo que pueda parecer en el ciclo Otto ideal visto anteriormente, las válvulas no se abren justo al inicio de la carrera de expansión o de escape. Las válvulas comienzan su movimiento con antelación para conseguir un mayor aprovechamiento del volumen del cilindro y de la transferencia de gases. Estudiando estos tiempos de adelanto o retraso en el movimiento de las válvulas se puede conseguir aumentar el rendimiento del motor. Para determinar el grado de adelanto o retraso de las válvulas se trabaja con los diagramas de distribución.



**Figura 7.** Ejemplo sistema de distribución

Además de trabajar con los tiempos de movimientos de las válvulas también es importante tener en cuenta el momento en el que se produce el encendido de la bujía. En contra de lo que indica el ciclo Otto ideal, la combustión de la mezcla no es instantánea, si no tiene una duración en el tiempo. Si se produjese la chispa en el momento que el pistón llega al punto muerto superior, la onda expansiva de la combustión llegaría al pistón cuando este estuviese regresando al PMI. Para aprovechar toda la carrera del pistón se adelanta el momento en el que la bujía da la chispa de manera que la onda expansiva llegue al pistón cuando éste se encuentre en la posición PMS.



**Figura 8.** Ejemplo de diagrama de distribución

Atendiendo a estos cambios con respecto al ciclo ideal, aparece un periodo de tiempo en el que tanto la válvula de admisión y como la de escape permanece abiertas a la vez. Este tiempo es el llamado “cruce de válvulas”. Durante el cruce de válvulas, el gas residual de la combustión acaba de salir del cilindro con ayuda de los gases que entran por la admisión simultáneamente. Esta secuencia de renovación de carga y su duración es clave para determinar el rendimiento del motor [1].

Un tiempo de cruce de válvulas amplio favorece el funcionamiento del motor a altas revoluciones, sin embargo perderá rendimiento a cuando trabaje a bajas revoluciones. Y lo mismo ocurre al contrario, si el tiempo en el que las válvulas permanecen abiertas simultáneamente es pequeño, el motor trabajará mejor a bajas revoluciones.

Durante el cruce de válvulas, a pesar de que el pistón este avanzando hacia su PMI, los gases frescos y los residuales salen por la vía de escape debido a los fenómenos de inercia que aparecen en el cilindro, y es en este momento en el que las ondas de presión generadas en el escape deben trabajar acorde a las necesidades del motor, creando un efecto de succión para evacuar los gases del cilindro con mayor facilidad.

En la figura 8 se puede apreciar otra consecuencia de las modificaciones en la distribución, y es que ambas válvulas tienen tiempos de apertura durante más de media vuelta de cigüeñal. De esta manera, el periodo de cruce de válvulas se produce entre el adelanto de apertura de admisión (AAA) y el retraso al cierre del escape (RCE).

Como se ha visto, en el ciclo Otto real hay que tener en cuenta los tiempos de apertura y cierre de válvulas y el de combustión, que en ciclo ideal se tienen por movimientos instantáneos. Además de estas diferencias existen las pérdidas de calor y las pérdidas de presión.

Las pérdidas de calor ocurren por la transferencia de calor a través de las paredes del cilindro, que debe estar refrigerado por aire o líquido para no alcanzar temperaturas que puedan comprometer el correcto funcionamiento del motor. Por tanto, los tiempos de compresión y expansión no son adiabáticos en el ciclo real [3].

Las pérdidas de presión ocurren principalmente en el sistema de admisión y el sistema de escape. Para una correcta admisión la presión del aire durante el proceso es inferior a la atmosférica y la salida de gases se produce a mayor presión que la atmosférica. Estas variaciones de presión provocan pérdida de trabajo útil con respecto al ciclo ideal [3].





Figura 9. Ciclo Otto Real

### 2.1.1. Introducción a los aspectos mecánicos de un motor de combustión interna.

En este apartado se expone una introducción al estudio mecánico de un motor de combustión interna alternativo con el objeto de conocer las vibraciones que sufre y/o transmite.

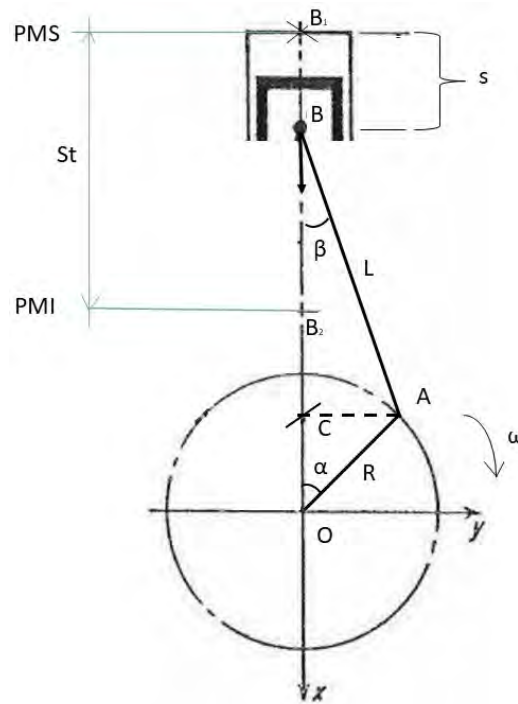
Para estudiar la procedencia de las vibraciones que surgen en un motor alternativo de combustión interna se debe tener en cuenta el funcionamiento complejo del sistema biela-manivela mediante el cual se transforma el movimiento rectilíneo del pistón en el movimiento circular del cigüeñal. Por tanto, durante el funcionamiento del motor, las bielas realizan movimientos combinados, siendo rectilíneo en su parte superior y circular en su parte inferior.

Además el pistón, en su movimiento limitado por el cilindro, sufre aceleraciones constantemente, desde cero hasta su velocidad máxima. Estas variaciones de velocidad en las masas del sistema provocan vibraciones que deben ser controladas o eliminadas para evitar fallos en el motor.

#### 2.1.1.1. Mecanismo biela-manivela.

Este mecanismo está representado en la figura 10, siendo "O" el eje de giro del cigüeñal, "A" la muñequilla del cigüeñal donde se articula la biela, "OA" la manivela, "AB" la biela y "B" el bulón del pistón.





**Figura 10.** Mecanismo pistón, biela, manivela y cigüeñal

Para realizar un estudio cinemático del mecanismo se puede asumir como constante la velocidad del giro del cigüeñal. A continuación se tratarán los desplazamientos, las velocidades y las aceleraciones de los componentes [2].

### Movimiento de la manivela

La manivela forma parte del cigüeñal, por tanto su movimiento será circular con la velocidad de giro constante  $\omega$ . Mediante el ángulo  $\alpha$  que aparece en la figura 10 se muestra su posición angular con respecto a la dirección de movimiento del pistón [2].

### Movimiento del pistón

Observando la figura 10, se expresará el desplazamiento "s" del pistón como:

$$s = \overline{B_1B} = \overline{OB_1} - (\overline{OC} + \overline{CB}) \quad (2.1.3)$$

$$\overline{OC} = R \cos \alpha ; \overline{CB} = L \cos \beta ; \overline{OB_1} = R + L \quad (2.1.4)$$

$$s = R + L - (R \cos \alpha + L \cos \beta) = R \left( 1 - \frac{L}{R} \cos \alpha + \frac{L}{R} \cos \beta \right) \quad (2.1.5)$$

Siendo  $R/L = \lambda$  queda:

$$s = R \left( 1 + \frac{1}{\lambda} - (\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta) \right) \quad (2.1.6)$$

Para expresarlo en función del mismo ángulo ( $\alpha$ ) se aprovecha el lado que ambos triángulos tienen en común, AC.

$$\overrightarrow{AC} = R \operatorname{sen} \alpha = L \operatorname{sen} \beta \quad \longrightarrow \quad \lambda \operatorname{sen} \alpha = \operatorname{sen} \beta \quad (2.1.7)$$

Por tanto:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (2.1.8)$$

Quedando el desplazamiento del pistón como:

$$s = R \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (2.1.9)$$

Teniendo en cuenta la identidad trigonométrica,

$$\cos 2\alpha = 1 - 2 \sin^2 \alpha \quad (2.1.10)$$

Y que los términos del interior de la raíz tendrán valores muy inferiores a la unidad, aplicando el binomio de newton el desplazamiento del pistón queda como muestra la ecuación (2.1.11) [2].

$$s = R \left[ 1 + \frac{\lambda}{4} - \left( \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right] \quad (2.1.11)$$

Si tomamos  $\alpha = \omega t$  (velocidad de giro multiplicado por un tiempo  $t$ ), y derivamos el desplazamiento en función del tiempo se obtiene la velocidad del pistón aproximada ( $c$ ).

$$c = R\omega \left[ \operatorname{sen} \omega t + \frac{\lambda}{2} (\operatorname{sen} 2\omega t) \right] \quad (2.1.12)$$

A su vez derivando la velocidad, se obtiene una expresión aproximada para la aceleración ( $a$ ).

$$a_p = R\omega^2 \left[ \cos \omega t + \lambda (\cos 2\omega t) \right] \quad (2.1.13)$$

Estas tres últimas ecuaciones están compuestas por funciones armónicas de primer y segundo orden, es decir, la primera armónica se repite una vez por cada vuelta del cigüeñal y la segunda se repite dos veces por cada vuelta del cigüeñal. En realidad existen más armónicas de orden superior pero se suprimieron por tener valores muy pequeños.

### Movimiento de la biela.

El movimiento de la biela es complejo, ya que se compone de un movimiento de giro perpendicular alrededor del eje del bulón que la une al pistón y un movimiento de traslación, de manera que cualquiera de sus puntos, exceptuando los puntos extremos, describen elipses. Por tanto no se tratará en profundidad el movimiento de la biela.

### 2.1.1.2. Esfuerzos generados por el movimiento en un motor monocilíndrico.

En este apartado se tratarán las fuerzas que aparecen durante el funcionamiento de un motor alternativo debido al movimiento relativo de sus piezas. Estas fuerzas se pueden repartir en dos grupos, fuerzas de inercia y fuerzas de la presión de los gases [2].

Para el estudio de las fuerzas se mantiene la suposición de velocidad de giro del cigüeñal constante y la figura 10 como referencia.

#### Fuerzas de inercia.

Las fuerzas de inercia se producen por la aceleración de las masas en movimiento. Para simplificar el problema se puede asumir la biela como una barra y centrar su masa en los extremos de la misma. A continuación se pueden dividir en sus componentes de dirección “x” (dirección del movimiento del pistón) y dirección “y” (perpendicular a la dirección del pistón) [29]:

- Fuerzas de inercia en dirección x:

$$F_{x.rectilinea} = m_{rectilinea} a_p = m_{rectilinea} R \omega^2 (\cos \omega t + \frac{R}{L} \cos 2\omega t) \quad (2.1.12)$$

$$F_{x.giratoria} = m_{giratoria} a_{nx} = m_{giratoria} R \omega^2 \cos \omega t \quad (2.1.13)$$

$$F_x = F_{x.rect} + F_{x.girat} = (m_{rectilinea} + m_{giratoria}) R \omega^2 \cos \omega t + m_{rectilinea} \frac{R^2}{L} \omega^2 \cos 2\omega t \quad (2.1.14)$$

De la ecuación anterior se deduce que la fuerza de inercia está compuesta por un término primario y un término secundario. El término primario varía con la misma frecuencia del cigüeñal y con amplitud R, y el secundario varía con el doble de esa frecuencia.

- Fuerzas de inercia en dirección y:

$$F_{y.giratoria} = m_{giratoria} a_{ny} = m_{giratoria} R \omega^2 \sin \omega t = F_y \quad (2.1.15)$$

- Par de las fuerzas de inercia:

Las fuerzas de inercia generan un par en la dirección de giro del cigüeñal. Este par alcanzará valores negativos y positivos a lo largo de un giro completo del cigüeñal, con un valor medio igual a cero. Por tanto las fuerzas de inercia contribuyen al par motor instantáneo pero no al par medio [2]. Si puede crear oscilaciones positivas y negativas acentuando las vibraciones del movimiento [29]:

$$M_{inercia} = \frac{1}{2} m_{rectilineo} R^2 \omega^2 \left[ \frac{R}{2L} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3R}{2L} \sin 3\omega t \right] \quad (2.1.16)$$

### Fuerzas debidas a la presión de los gases.

La fuerza que incide sobre el bulón por los gases que se mueven en el interior del cilindro será igual a la presión multiplicada por la superficie del pistón ( $A_p$ ). Se tendrá en cuenta que la presión en la parte superior del cilindro será distinta de presión en la parte inferior (por la presión de los gases del cárter), y por tanto habrá que contar con su diferencia para hallar la fuerza total de los gases [2].

$$F_{gases} = (p_{gases\ superiores} - p_{gases\ inferiores}) A_p \quad (2.1.17)$$

El par generado por esta fuerza es [29]:

$$M_g = F_{gases} s \tan \beta = F_{gases} R \sin \omega t \left[ 1 + \frac{R}{L} \cos \omega t \right] \quad (2.1.18)$$

### Par motor.

El par motor es la resultante de los momentos que actúan sobre el eje del cigüeñal. Estos momentos son provocados por la fuerzas comentadas anteriormente (fuerza de inercia de las masas en movimiento, la fuerza de presión de los gases) y la fuerza de compensación debida a la velocidad angular de la biela [2].

Por tanto se entiende que dicho par no es constante, sino que varía en función de las fuerzas y del ángulo girado. Para el caso de un motor monocilíndrico de cuatro tiempos la gráfica del par ( $M_m$ ) quedaría como muestra la figura 11.

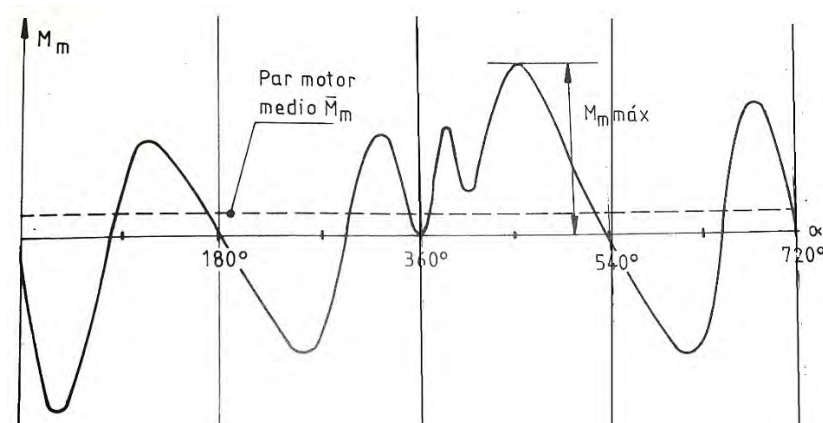


Figura 11. Par motor instantáneo de monocilíndrico de 4 tiempos. [2]

### 2.1.1.3. Equilibrado de motores.

Los esfuerzos y momentos que durante el trabajo del motor alternativo en régimen estacionario se pueden dividir en externos e internos. Ambas pueden estar equilibradas o no, siendo las acciones equilibradas aquellas cuyas resultante de fuerzas o momentos es cero. Las fuerzas no equilibradas se transmiten a los apoyos del motor. A continuación se muestran una serie de ejemplos de acciones externas o internas [2].

Acciones externas: peso del motor (tiene poca influencia en el equilibrado ya que su magnitud y dirección no cambia), fuerzas de reacción de los gases de escape (no equilibrada porque varían muy poco son de pequeña magnitud), par resistente exterior al giro del cigüeñal, etc.

Acciones internas: fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y giratorio, par motor, fuerzas de rozamiento, etc.

En resumen, las acciones más importantes en el desequilibrio de un motor son las fuerzas de inercia de las masas en movimiento, tanto alternativo como giratorio (fuerzas centrífugas), y el par motor, cuya magnitud es variable con el tiempo.

Un motor desequilibrado produce esfuerzos variables sobre los apoyos del motor lo que conlleva que surjan vibraciones que se transmiten al chasis y otros componentes del vehículo. Esto podría complicarse aún más si la frecuencia de las vibraciones coincide con la frecuencia propia de algún componente [2].

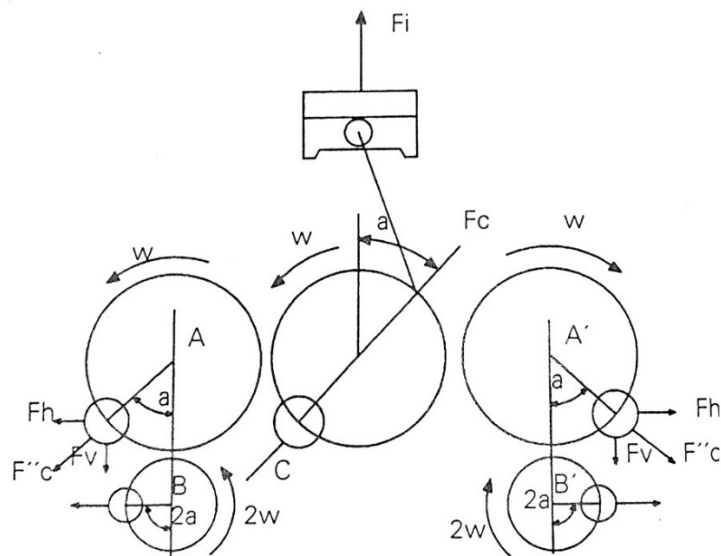
En la práctica, un motor equilibrado será aquel que tenga un grado tolerable de desequilibrio. Para conseguir el equilibrado de las fuerzas de inercia de las masas giratorias del mecanismo biela-manivela se colocan masas giratorias en la manivela (contrapesos) de tal manera que el centro de gravedad del sistema esté en el eje de giro y que la suma de los momentos de las fuerzas con respecto al eje del cigüeñal se nula [1].

#### Equilibrado del motor monocilíndrico

En este tipo de motor, la resultante de las fuerzas centrífugas se equilibra con contrapesos situados en las manivelas. Las fuerzas de inercia de primer orden y segundo orden solo pueden compensarse con ayuda de contrapesos agregados [1].

Las fuerzas de inercia de primer orden pueden compensarse colocando dos ejes paralelos al cigüeñal, siendo este su eje de simetría y su accionamiento, por lo que girarán a la misma velocidad y formando el mismo ángulo con respecto a la vertical. Dichos ejes tendrán una masa. De esta manera las componentes horizontales se anulan entre ellas y las verticales se suman para anular la del cigüeñal [2].

Las fuerzas de inercia de segundo orden se podrán compensar de la misma forma que las anteriores pero en este caso las masas de los ejes deberán formar el doble del ángulo que forman los ejes anteriores con respecto a la vertical, es decir, el doble del girado por el cigüeñal.



**Figura 12.** Situación de los ejes de equilibrado en un motor monocilíndrico. [1]

El proceso de equilibrado en un motor de este tipo es muy complejo y además implica la utilización de cuatro ejes contrarrotantes lo que supone un aumento del coste, el volumen y el peso del motor. Por este motivo, lo más frecuente en este tipo de motores es instalar un árbol de equilibrado que gira en sentido contrario al cigüeñal que consigue reducir la magnitud de las fuerzas de inercia de primer orden y una disminución importante de vibraciones. El desequilibrio restante deberá ser absorbido en la medida de lo posible por las fijaciones del motor [2].



**Figura 13.** Monocilíndrico con un eje de equilibrado.

## 2.2. El sistema de escape para motores de cuatro tiempos.

### 2.2.1. Funciones del sistema

El principal objetivo del sistema de escape es evacuar los gases procedentes de la combustión interna del motor a la atmosfera. Una vez cumpla este objetivo se pueden sumar otros como el de evitar lesiones por quemaduras a los usuarios del vehículo, aumentar el rendimiento del motor optimizando la salida de gases o disminuir el ruido que produce el motor en su funcionamiento.

### 2.2.2. Componentes

A pesar de la gran variedad de sistemas de escape que existen actualmente, todos parten de la base de un tubo metálico que conecta la salida de gases de un motor con la atmosfera. Evolución tras evolución se han introducido geometrías más complejas, mejores materiales, dispositivos complementarios, etc.

A continuación se presentan los elementos más comunes que intervienen en un sistema de escape moderno.

#### 2.2.2.1. Válvulas de escape:

Este dispositivo es determinante en la evacuación de gases de la cámara de combustión. Se encarga de cerrar herméticamente la salida de los gases del motor cuando es necesario.

Las válvulas se fabrican con aceros muy especiales ya que trabajan en condiciones muy extremas, soportando los gases a temperaturas de 700 °C y altas velocidades. Además de utilizar materiales especiales se diseñan de forma que puedan evacuar mejor el calor, fabricándolas con el vástago y su interior hueco. En el hueco interior se usan materiales como sodio que altas temperaturas facilita la evacuación de calor a través del vástago hacia las zonas donde actúa el líquido refrigerante del motor [33].

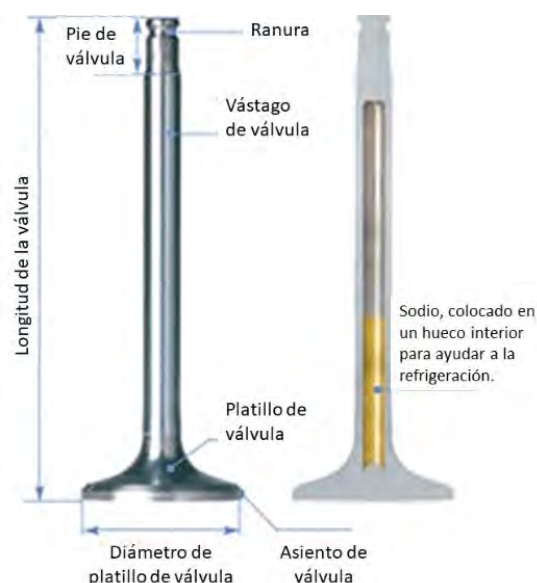


Figura 14. Válvulas del motor

### 2.2.2.2. Colector de escape

Es el tubo o entramado de tubos (mínimo uno por cilindro) que unen la salida de la cámara de combustión del motor con el conducto de escape. Se encarga de recibir los gases del motor procedentes de la combustión. Estos gases salen a altas presiones y altas temperaturas, por lo que se debe fabricar con materiales resistentes a la corrosión.

Además es importante que su diseño tenga una geometría de variaciones suaves en las curvas para que no provoquen pérdidas de presión y entorpezcan el paso de los gases.



Figura 15. Colector de escape

### 2.2.2.3. Sensores de oxígeno

Los sensores de oxígeno (o sondas lambda) se encuentran cerca de los colectores con el objetivo de detectar la presencia de oxígeno en los gases que circulan por el escape. La información captada por el sensor la procesa la unidad de control del motor y adapta la cantidad de gasolina inyectada para que siempre haya una cantidad de oxígeno sobrante en los gases de escape. De esta manera se trata de reducir las emisiones de monóxido de carbono [34].



Figura 16. Sensor de oxígeno



La combustión necesita que el aire y el combustible estén combinados en un equilibrio determinado. En un motor de gasolina, son necesarios 14,7 gramos de aire por cada gramo de combustible para realizar una combustión ideal, por tanto la relación ideal o estequiométrica es de 14,7:1.

La relación entre la cantidad de aire necesaria para realizar una combustión completa según la relación estequiométrica y la cantidad de aire real que recoge el motor es un factor clave para determinar la calidad de la combustión y se conoce como factor o relación "lambda".

$$\text{Lambda } (\lambda) = \frac{\text{Masa real de aire}}{\text{Masa teórica del aire}} \quad (2.2.1)$$

Para un correcto funcionamiento del motor, el factor lambda debe encontrarse dentro de un rango de valores determinados:

- Con un valor de " $\lambda = 1$ ", el aire real coincide con el teórico, por tanto se consideraría que se realiza una combustión perfecta.
- Si la relación es " $\lambda < 1$ ", muestra insuficiencia de aire, por tanto la mezcla es rica en combustible. En este caso el exceso de combustible no se puede combinar completamente con el aire, por lo tanto una parte del combustible es expulsado por el escape en forma de hollín y CO (monóxido de carbono).
- Si la relación es " $\lambda > 1$ " revela exceso de aire (una mezcla pobre). En estas condiciones en el motor se incrementa la temperatura de la combustión, facilitando la aparición de óxidos de nitrógeno, además si la mezcla es muy pobre, el combustible no llega a inflamarse y el motor se para.

Atendiendo a la figura 17, siendo "P" la potencia y "g" el consumo, se puede observar que la máxima potencia se logra con una mezcla ligeramente rica, mientras que con una mezcla ligeramente pobre el motor funcionaría con el mínimo consumo [34].

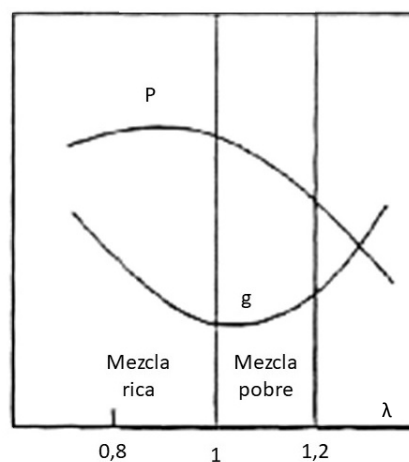


Figura 17. Relación entre  $\lambda$ , potencia y consumo. [37]

#### 2.2.2.4. Convertidor catalítico

El convertidor catalítico o catalizador es un dispositivo el que se producen unas reacciones catalíticas para reducir o eliminar las sustancias perjudiciales que aparecen en los gases de escape. En función del tipo de emisiones sobre las que actúe el catalizador se pueden distinguir los siguientes tipos de catalizadores:

- Catalizadores de oxidación: este tipo de catalizadores actúan sobre el monóxido de carbono y los hidrocarburos sin quemar por medio de una reacción de oxidación. Su objetivo es eliminar ese tipo de emisiones y para ello están compuestos de varias sustancias, entre las que destacan metales nobles. Estos dispositivos no son de frecuente aplicación en motocicletas [1].
- Catalizadores de reducción: el objetivo de este tipo de dispositivos es anular las emisiones de óxidos de nitrógeno. El catalizador de reducción consigue su objetivo correctamente si trabaja con una mezcla rica, aunque las reacciones que tienen lugar en él generan monóxido de carbono e hidrocarburos. Por este motivo suele ir acompañado de un catalizador de oxidación. Utiliza los metales nobles de rodio y rutenio para originar la reacción de reducción [1].
- Catalizador de tres vías: este tipo de catalizador hace frente a tres tipos de emisiones nocivas (hidrocarburos, monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno). Para este tipo de catalizador es muy importante que el motor funcione con mezclas estequiométricas, lo que obliga a una sincronización continua de la inyección electrónica y la lectura de la sonda lambda. La estructura interna de estos catalizadores consiste en una red de celdillas de metales preciosos cuya finalidad es aumentar la superficie de contacto de los gases mientras se producen las reacciones [1].

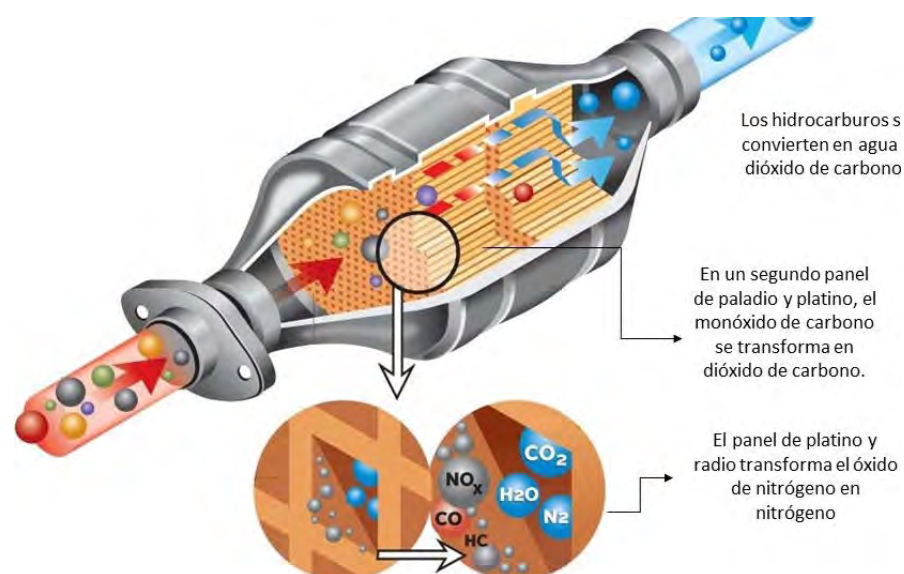


Figura 18. Catalizador de tres vías.

### 2.2.2.5. Silenciadores

La combustión en el motor produce múltiples ondas, y gran parte de ellas con una frecuencia dentro del espectro audible (entre 20 y 20.000 Hz). Los silenciadores se encargan de atenuar el ruido que producen estas ondas. Existen varios tipos [1]:

- De absorción: tubo agujereado rodeado de un cilindro de fibra de vidrio, encargado de absorber las ondas.

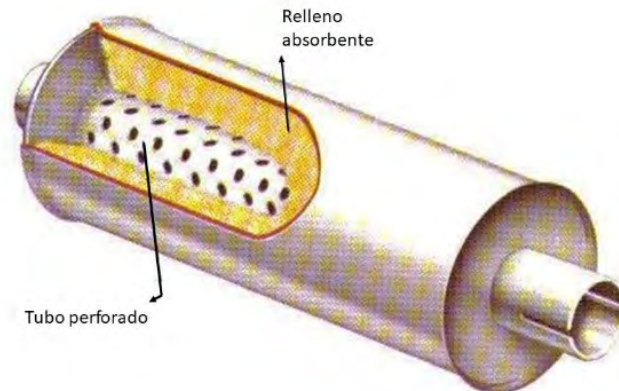


Figura 19. Silencioso de absorción.

- De interferencia: tubo con paredes en su interior que obligan a los gases a disminuir su velocidad y pasar por estrechamientos. Reducen el ruido considerablemente pero entorpecen mucho la salida de gases, lo que también reduce la potencia del motor.

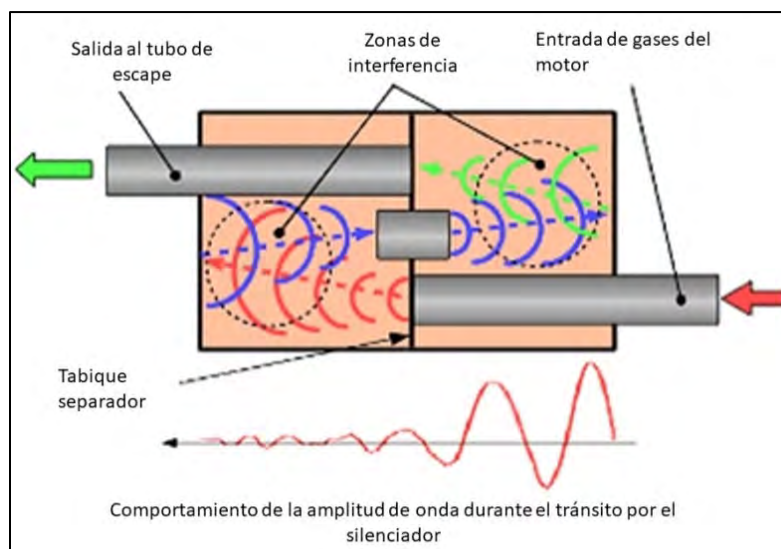


Figura 20. Silencioso de interferencia [36]

- Resonadores: conducto agujerado rodeado por una cámara en la que entran las ondas, chocándose entre sí y reduciendo el ruido.
- Cámaras de expansión: ensanchamientos bruscos en el conducto de escape.

#### 2.2.2.6. Tramos de tubo

Tubos de pequeño espesor y poco peso que unen los componentes anteriores. Su parte exterior está en contacto con el medio y su interior con gases oxidantes muy calientes por lo deben ser de materiales resistentes a esas condiciones. Los tubos de escape se fabrican con acero inoxidable, aluminio, fibra de carbono o titanio en función del presupuesto o el uso que se le vaya a dar a la motocicleta.

### 2.3. Aspectos relacionados con el diseño del sistema de escape.

A continuación se exponen una serie de conceptos importantes para poder comprender la función e importancia del sistema de escape en un motor de cuatro tiempos.

#### 2.3.1. Renovación de carga

La renovación de carga hace referencia a la capacidad del motor de admitir nueva mezcla de gases para la combustión y de evacuar los gases residuales de la combustión anterior.

Para comprender el proceso de renovación de carga hay que ser consciente de que la masa de gases que se puede encontrar en el interior del cilindro de un motor es diferente a la masa de aire ( $m_a$ ) aspirada ya que la masa de gases total se compone, además, de gases residuales ( $m_r$ ) y combustible ( $m_c$ ) [4].

La relación entre la masa de combustible y la masa de aire se obtiene mediante el dosado ( $F$ ).

$$F = \frac{m_a}{m_c} \quad (2.3.1)$$

Los gases residuales que se encuentran en el cilindro proceden de la combustión del ciclo anterior y su valor depende de:

- La relación  $\frac{\text{presión de escape}(P_e)}{\text{presión de admisión}(P_a)}$
- La relación de compresión.
- Recirculación de los gases de escape (cruce de válvulas o circuitos específicos)

Estos gases se relacionan con la masa de aire utilizando la fracción de gases residuales ( $f$ ):

$$f = \frac{m_r}{m_t} = \frac{m_r}{m_a + m_c + m_r} \longrightarrow m_r = \frac{f}{1-f} (1 + F)m_a \quad (2.3.2)$$

Además de la mezcla de gases en el interior del cilindro, otro factor a tener en cuenta para determinar la masa de aire que contiene el cilindro en un ciclo, es el “cortocircuito”. Esto se refiere a la parte de aire que entra al cilindro y sale por la válvula de escape antes de que esta se cierre. Esto ocurre por el cruce de válvulas y se relaciona con la masa de aire mediante la relación de cortocircuito.

$$cc = \frac{m_{cc}}{m_{ae}} = \frac{m_{cc}}{m_a + m_{cc}} \longrightarrow m_{cc} = \frac{cc}{1-cc} m_a \longrightarrow m_{cc} = m_{ae}(1 - cc) \quad (2.3.3)$$

### 2.3.2. Rendimiento volumétrico

En un motor de combustión interna, cuanto mayor cantidad de aire se pueda retener en el motor para realizar un ciclo, más fácil será aumentar el trabajo producido:

$$\dot{W}_e = \eta_e \dot{m}_c L_c = \eta_e \dot{m}_a F L_c \quad (2.3.4)$$

Siendo  $\dot{m}_c$  el gasto másico de combustible y  $L_c$  el poder calorífico de este, si  $F$  (dosado) y  $\eta_e$  (rendimiento de la cámara de combustión) son constantes, el trabajo ( $\dot{W}_e$ ) será directamente proporcional al gasto másico de aire ( $\dot{m}_a$ ) [4].

Para aumentar la cantidad de aire en el ciclo se debe optimizar el proceso de renovación de carga. Para controlar la eficacia de ese proceso se puede utilizar el rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ), que suele tener valores entre 0,70 y 0,9. Este rendimiento consiste en el volumen de aire admitido por el motor por ciclo ( $V_a$ ), dividido por la cilindrada del motor ( $Q$ ).

$$\eta_v = \frac{V_a}{Q} = \frac{m_a}{\rho_a Q} = \frac{\dot{m}_a t \pi}{\rho_a Q \omega} \longrightarrow \eta_v = \dot{m}_a \frac{R_g T_a}{P_a} \frac{t \pi}{Q \omega} \quad (2.3.5)$$

$$t = n^\circ \text{ de tiempos} = 4$$

$$\omega = \text{rad/s}$$

Se puede observar que para realizar el cálculo de rendimiento volumétrico es necesario definir las condiciones en las que se mide el volumen de aire, es decir, hay que determinar los parámetros de presión y temperatura para calcular la densidad del gas. Esto conlleva la posibilidad de trabajar con varios rendimientos volumétricos:

- Rendimiento volumétrico de entrada ( $\eta_{ve}$ ): utiliza las condiciones del aire en el colector de admisión, justo delante de la válvula de admisión. Salvo que se indique lo contrario, puede considerarse el rendimiento volumétrico del motor.

$$\eta_{ve} = \dot{m}_a \frac{R_g T_{adm}}{P_{adm}} \frac{t\pi}{Q\omega} \quad (2.3.6)$$

- Rendimiento volumétrico global ( $\eta_{vg}$ ): Las condiciones de referencia son las del ambiente.

$$\eta_{vg} = \dot{m}_a \frac{R_g T_0}{P_0} \frac{t\pi}{Q\omega} \quad (2.3.7)$$

Para evaluar el rendimiento volumétrico se puede trabajar con la evaluación de la presión durante el bucle de bombeo. Si durante el tiempo en el que la válvula de admisión está abierta se realiza un balance de masa y energía, tomando como volumen de control el cilindro del motor, se puede relacionar el rendimiento volumétrico del motor con el trabajo neto desarrollado durante ese tiempo. Simplificando a velocidades de giro de motor muy bajas se puede considerar que la admisión y el escape trabajan a presión constante y el rendimiento del ciclo queda de la siguiente manera [4]:

$$\eta_{v,ciclo} = a \left\{ 1 + \frac{1 - \frac{P_e}{P_a}}{\gamma(r_c - 1)} \right\} \quad (2.3.8)$$

Con:

$$\gamma = \frac{c_{pa}}{c_{va}} \quad a = \text{coeficiente de llenado} \quad (2.3.9)$$

Si en vez de este modelo simplificado, se cuenta con la evolución real de motor, se podría obtener el rendimiento volumétrico de entrada real del motor a una velocidad de giro determinada en el ensayo midiendo la presión en el cilindro.

### 2.3.2.1. Régimen de giro vs Rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico se reduce a medida que la velocidad de giro del motor alcanza valores cada vez más altos. Esto ocurre porque aumenta la velocidad del fluido y esto provoca mayores pérdidas por fricción [2].

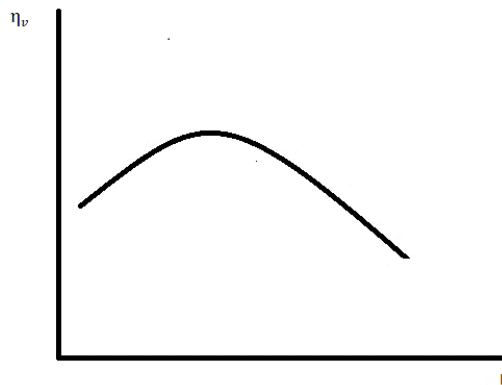


Figura 21. Rendimiento volumétrico vs Revoluciones del motor [4]

Los flujos que en escenarios geométricamente similares, se mueven a velocidades elevadas, se pueden tratar como hidrodinámicamente semejantes si obtienen el mismo número de Mach [2].

### 2.3.2.2. Coeficiente de descarga y número de Mach:

El rendimiento volumétrico se basa en la capacidad del fluido para comprimirse. Esta capacidad se muestra en cambios de densidad, presión y área de paso como sucede en los momentos de apertura y cierre de válvulas [5].

Al reducir el área de paso, aumenta la energía cinética del fluido dado que aumenta la velocidad. A la vez que esto ocurre se reduce la energía térmica porque se mantiene la entalpía de parada, lo que conlleva un descenso de presión (por el aumento de la velocidad) y de densidad [5].

La densidad de un fluido que pasa por un estrechamiento disminuye, y no tiene por qué recuperarse cuando el conducto vuelve a aumentar de tamaño. Esto se debe a la irreversibilidad termodinámica que supone la turbulencia creada por el paso del fluido a través del estrechamiento. Dicha irreversibilidad termodinámica provoca que cuando el fluido se vuelva a detener no lo hará con la misma presión de remanso que tenía antes del estrechamiento [5].

Otra razón por la que la disminución de la densidad no tiene por qué recuperarse es porque la aceleración del fluido al pasar por la angostura provoque una situación de bloqueo sónico. Esto ocurrirá si se acelera hasta llegar a la velocidad del sonido. En la situación de bloqueo sónico, el gasto másico se limita y se crea una onda de choque que a su paso induce una disminución brusca de la presión, la densidad y la velocidad. Esto no permite recuperar la densidad y presión de remanso. Esta situación puede darse al inicio del proceso de escape, cuando la presión de los gases es considerablemente superior a la presión atmosférica [5].

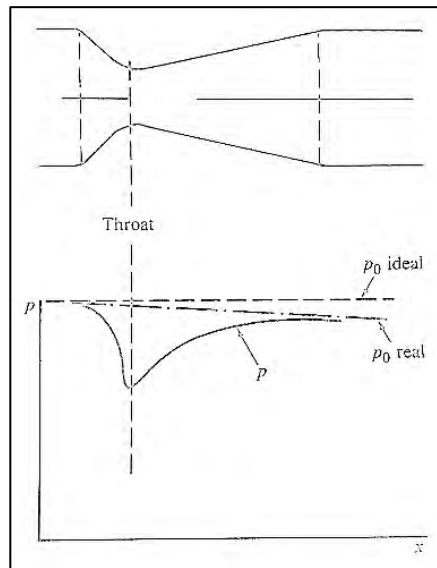
Los flujos reales que circulan por el motor de combustión, generalmente están relacionados con un flujo ideal equivalente. El flujo ideal equivalente es el flujo constante adiabático reversible (sin fricción) de un fluido ideal a través de un conducto de idéntica geometría y dimensiones. Para el flujo de fluido real, las desviaciones de sobre los supuestos ideales se tienen en cuenta al introducir un coeficiente de flujo o coeficiente de descarga  $C_D$  [6].

$$C_D = \frac{\text{flujo másico real}}{\text{flujo másico ideal}} \quad (2.3.10)$$

Considerando el flujo de un gas ideal con calores específicos constantes a través del conducto que se muestra en la figura 22; para el flujo ideal, la temperatura y la presión de estancamiento,  $T_0$  y  $P_0$ , están relacionadas con las condiciones en otros puntos del conducto mediante la ecuación de energía de flujo constante y la relación isentrópica:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p} \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.3.11) \text{ y } (2.3.12)$$

Donde  $V$  es la velocidad del fluido,  $T$  la temperatura y  $C_p$  es el calor específico [6].



**Figura 22.** Distribución de presión para flujo de gas a través de una boquilla. [6]

Introduciendo el número de Mach ( $M$ ) en la ecuación, que relaciona la velocidad del gas con la velocidad del sonido ( $a$ ):

$$M = V/a \quad (2.3.13)$$

Donde la velocidad del sonido es:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.3.14)$$

Se obtiene:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad \frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.3.15) \text{ y } (2.3.16)$$

Para valores dados de  $P_0$  y  $T_0$ , el flujo máximo ocurre en el momento de bloqueo sónico, cuando la velocidad en el área mínima o garganta es igual a la velocidad del sonido. Esta condición se conoce como flujo obstruido o crítico. Cuando el flujo está obstruido, la presión en la garganta,  $P_T$ , está relacionada con la presión de estancamiento  $P_0$  de la siguiente manera [6]:

$$\frac{P_T}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.3.17)$$

Para un flujo de gas real se debe tener en cuenta el coeficiente de descarga. Para flujo real subsónico ( $M < 1$ ) el gasto másico es [6]:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_{DA} T P_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2}{\gamma+1} \left[ 1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (2.3.18)$$

Y para flujo crítico:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_{DA} T P_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (2.3.19)$$



Para considerar el efecto de la compresibilidad de un fluido a gran velocidad se utiliza el número de Mach (M). Este efecto se aprecia con M superior a 0,2 y el bloqueo sónico se produce para M= 1. Debido a que en los motores alternativos la velocidad del fluido es muy inestable, se puede recurrir a un Mach medio, que es función de la velocidad media del pistón ( $c_p$ ), el coeficiente de descarga y de la velocidad del sonido [5].

$$\bar{M} = \frac{c_p}{a c_D} \quad (2.3.19)$$

### 2.3.2.3. Diagrama de distribución vs Rendimiento volumétrico:

Optimizando el diagrama de distribución se puede mejorar el llenado de la cámara de combustión y disminuir el trabajo de bombeo.

#### Avance de la apertura de escape:

El avance de la apertura de esta válvula consiste en su apertura antes de que pistón llegue al PMI. Normalmente se adelanta en torno a 30° o 50° con respecto al PMI. Se busca el equilibrio entre aprovechar el trabajo del tiempo de expansión (que se reduce a medida que se adelante la apertura de la válvula) y el trabajo de bombeo para expulsar gases de la cámara (que aumenta cuanto más se adelante la apertura de la válvula). Cuanto mayor sea la velocidad de giro del motor o mayor sea la carga de la combustión, mayor efecto tendrá el trabajo de bombeo sobre el otro [5].

Además, cuanto antes se abra la válvula de escape, mayor temperatura tendrán los gases de escape.

#### Retraso en el cierre de escape:

El retraso en el cierre de esta válvula permite que los gases sigan saliendo del cilindro una vez haya acabado la carrera de escape. Esto ocurre porque al mantener la salida de gases abierta, la inercia de los gases del conducto escape arrastra a los gases que aún se encuentren en el interior del cilindro. Además este efecto crea una depresión que favorece la admisión [5].

#### Cruce de válvulas:

Las válvulas de escape y de admisión permanecen abiertas para facilitar el llenado de gases frescos y la expulsión de gases quemados. Suele ser un tiempo pequeño y bien calculado para evitar problemas como pérdidas de gases frescos, detonaciones fuera de la cámara de combustión o pisado de válvulas [5].

### 2.3.3. Dinámica del gas en el conducto

#### 2.3.3.1. Velocidad media del gas en el conducto.

Teniendo en cuenta que para un motor de 4 tiempos, el gasto másico se puede considerar como [2]:

$$\dot{m} = \eta_v \frac{n}{2} \rho_a Q = \eta_v \frac{n}{2} \rho_a A_p S \quad (2.3.20)$$

Siendo “n” el número de revoluciones por unidad de tiempo,  $A_p$  el área transversal del cilindro y  $S$  la carrera del pistón.

Y por otro lado, el gasto para el conducto de escape de sección  $A_e$  se puede expresar como:

$$\dot{m} = A_e \rho_e c_e \quad (2.3.21)$$

Igualando ambas ecuaciones se obtiene la velocidad de los gases de escape ( $c_e$ ):

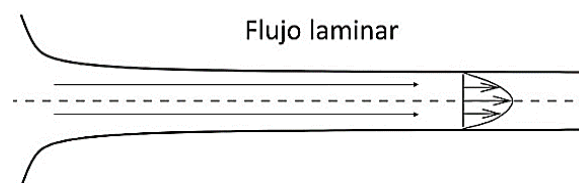
$$c_e = \frac{\eta_v A_p \rho_a}{4 A_e \rho_e} c_p \quad (2.3.22)$$

Donde  $c_p$  es la velocidad lineal media del pistón ( $c_p = 2Sn$ ).

#### 2.3.3.2. Tipo de flujo.

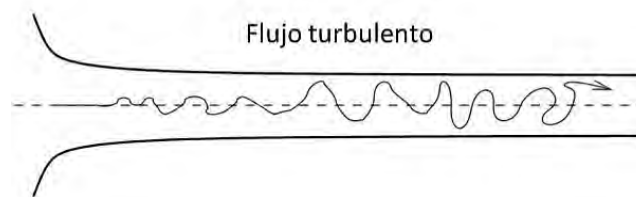
El tipo de flujo que circula por el sistema de escape condiciona las pérdidas de energía por rozamiento con las paredes del tubo. Este rozamiento aparece también cuando dos capas contiguas se mueven la una sobre la otra o cuando el fluido se encuentra un obstáculo. Existen dos tipos de flujo:

- Flujo laminar: es el tipo de flujo que se mueve ordenadamente, en forma de láminas paralelas que no se mezclan entre sí. Tiene lugar a bajas velocidades o viscosidades altas [7].



**Figura 23.** Perfil de flujo laminar en tubo. [7]

- Flujo turbulento: flujo irregular e impredecible, las partículas se mueven desordenadamente formando pequeños remolinos. Ocurre cuando el fluido se mueve a alta velocidad [7].



**Figura 24.** Perfil de flujo turbulento en tubo. [7]

Para determinar qué tipo de flujo tiene lugar en el interior se recurre al número de Reynolds. El número de Reynolds es un valor adimensional que depende de la densidad ( $\rho$ ), la viscosidad ( $\mu$ ) y la velocidad media del fluido ( $u$ ) y del diámetro de conducto ( $D$ ).

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (2.3.23)$$

La viscosidad cuantifica la resistencia del fluido al movimiento. A mayor viscosidad más espeso será el fluido y mayor resistencia a moverse tendrá. Este efecto se produce debido a las tensiones tangenciales en la superficie del fluido. Se define de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{\text{esfuerzo cortante}}{\text{variación de la deformación unitaria por cizalladura}} \quad (2.3.24)$$

Concretamente, la viscosidad que aparece en el número de Reynolds es la viscosidad cinemática, que es función de la viscosidad dinámica (definición anterior) y de la densidad del fluido [7].

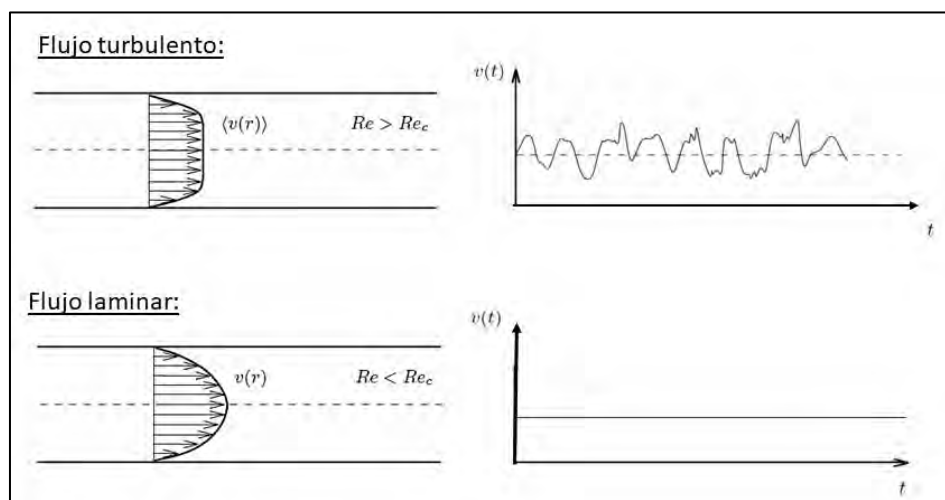
$$\mu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.3.25)$$

Los valores críticos del número de Reynolds son:

$Re \leq 2100$ : régimen laminar.

$2100 \leq Re \leq 4000$ : régimen de transición.

$Re \geq 4000$ : régimen turbulento.



**Figura 25.** Perfiles de velocidades [7].

En lo referente a tubos de escape y demás conductos del motor el régimen de flujo es turbulento debido a altas velocidades y las grandes diferencias presión.

### **2.3.3.3. Cambios geométricos del tubo. Tipo de flujo.**

Los tubos del sistema de escape se diseñan para que la resistencia al flujo de gas sea lo más pequeña posible. La distancia disponible entre el motor y el siguiente dispositivo del sistema de escape, por ejemplo, el catalizador, y la geometría de la motocicleta, implica problemas particulares de pérdidas de presión en el colector.

La escasa distancia entre el motor y el catalizador requiere conductos de escape con una pequeña relación longitud-diámetro, que presente múltiples curvas fuera del plano con una pequeña relación de radio de curvatura-diámetro. En el caso de los motores con más de un cilindro, esto se acentúa claramente, y los conductos convergen en un difusor que tiene como objetivo distribuir el flujo a través de la sección transversal del catalizador y el resto del sistema.

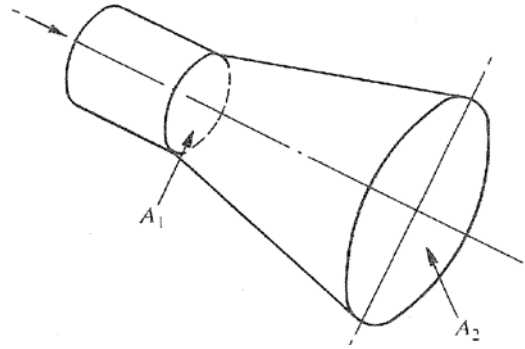
El flujo en el colector de escape es altamente pulsátil y tridimensional, presenta fuertes flujos secundarios y vórtices creados por los conductos de curvas cortas. Fiedler ([10]) y Miller ([9]) proporcionaron una explicación para la creación de flujos remolinos secundarios en combinaciones de curvas interactivas, que son típicas para los sistemas de escape.

La disipación turbulenta es, como mínimo, en una tubería o paso liso y recto. Desviarse de estas condiciones (al desbaste las paredes, o al girar o difundir el flujo) aumenta la turbulencia. Dentro de los componentes de un sistema de escape hay regiones donde se acelera el fluido y regiones donde se desacelera. Durante la aceleración, la presión estática se convierte en presión de velocidad, que es un proceso estable y de bajo consumo de energía. En las regiones donde se reducen las velocidades, se genera una turbulencia intensa a medida que la presión de velocidad se convierte en presión estática. El término "gradiente adverso" se utiliza para denotar una región donde la presión estática aumenta en la dirección del flujo. El flujo turbulento, es responsable de la mayoría de las pérdidas de presión, pero también hace que muchos procesos de transferencia de calor, transferencia de masa y combustión sean económicamente posibles [9].

En el flujo turbulento, la realidad es que a nivel microscópico y en un instante en el tiempo, las condiciones de flujo son únicas, nunca se repiten en ese sistema en particular ni en ningún otro sistema. Dado que el interés está en las condiciones promediadas en el tiempo dentro de un flujo, es posible simplificar el cálculo de flujos turbulentos mediante el uso de coeficientes derivados de experimentos.

La presión potencial y estática se puede convertir en presión de velocidad prácticamente sin pérdida de energía, pero el proceso opuesto generalmente implica una disipación de energía significativa. La razón de la no reversibilidad radica en la no uniformidad de la velocidad en el flujo paralelo en comparación con la uniformidad de la presión estática [9].

Para jugar con la variación de presión en los conductos se utilizan difusores. Los difusores son dispositivos utilizados para convertir la presión de velocidad en presión estática y reducir las velocidades. Debido a que los difusores de pared recta tienen solo un gradiente de presión adverso principal, es conveniente comprender su rendimiento antes de considerar componentes con más de un gradiente de presión adverso.



**Figura 26.** Difusor con salida libre [9]

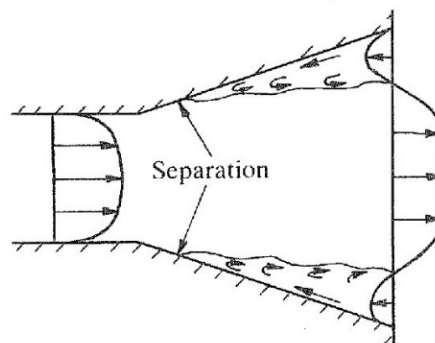
En el diseño general del sistema, el coeficiente de pérdida,  $K_d$ , es un parámetro de rendimiento más apropiado, aunque el coeficiente de recuperación de presión estática,  $C_p$ , es útil para describir el rendimiento del difusor. El coeficiente de pérdida,  $K_d$ , está relacionado con el coeficiente de recuperación,  $C_p$ , por difusor con salida libre [9].

$$K_d = 1 - C_p \quad (2.3.26)$$

Y en un difusor con área constante en la salida se relaciona como:

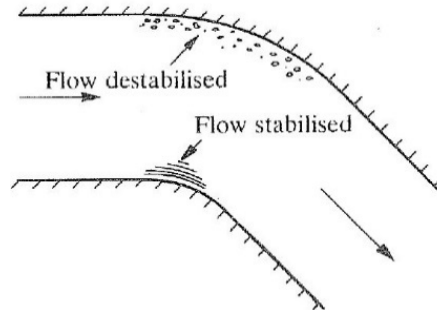
$$K_d = C_{pi} - C_p \quad (2.3.27)$$

Siendo  $C_{pi}$  el coeficiente de recuperación de presión ideal. ( $C_{pi} = 1 - (A_1/A_2)^2$ ).



**Figura 27.** Perfil de velocidades en un difusor [9]

Además, cuando se gira el flujo, la presión estática y las distribuciones de velocidad cambian, al menos dos gradientes adversos están involucrados, los flujos secundarios se generan y la curvatura afecta la estructura de turbulencia del flujo [10].



**Figura 28.** Flujo en una curva [9]

#### 2.3.3.4. Pérdidas de presión

A pesar de que los tubos de escape se tratan de diseñar de manera que el flujo de no encuentren resistencia a su paso, los cambios de geometría, la viscosidad del fluido y los dispositivos que restringen el flujo (como el silenciador) generan pérdidas de presión.

Como primer tipo de pérdida de presión se puede atender a aquellas producidas por los esfuerzos cortantes producidos por la viscosidad del fluido al contactar con las paredes del tubo.

Los flujos más simples se producen en tuberías donde la simetría axial hace que cada parte del perímetro de la tubería influya en el flujo de la misma manera. La fuerza de corte debida a la viscosidad del fluido,  $\tau$ , aplicada al flujo en un tubo de diámetro  $d$  y longitud  $L$ , actuando sobre el área de superficie  $\pi dL$ , puede equipararse a la caída de presión,  $\Delta P$ , actuando sobre el área de sección transversal,  $A$  [9]:

$$(\Delta P)A = \tau \pi dL \quad (2.3.28)$$

En el caso de flujo turbulento, el valor de los esfuerzos viscosos ( $\tau$ ) depende de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido, el diámetro de la tubería y la rugosidad de la misma ( $\epsilon$ ). Teniendo en cuenta la densidad, la velocidad y el diámetro como parámetros independientes se llega a:

$$\frac{8\tau}{\rho U^2} = f\left(\frac{\rho U_m D}{\mu}, \frac{\epsilon}{D}\right) \quad (2.3.29)$$

Incluyendo un factor 8 por la adimensionalización de los esfuerzos cortantes. De esta forma queda el coeficiente de fricción de Darcy como  $f=8\tau/(\rho U_m^2)$ . También se puede observar en la ecuación anterior que el coeficiente de fricción es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa ( $\epsilon/D$ ) [11].

El procedimiento más frecuentemente utilizado para el cálculo aproximado de  $f$  es la correlación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.3.30)$$

De esta manera, la pérdida de presión en una longitud  $L$  de una tubería se expresa de la siguiente manera:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{U_m^2}{2} \quad (2.3.31)$$

En el caso de un tubo de escape, para unas revoluciones de motor determinadas y estimando el rendimiento volumétrico, se puede conocer el caudal másico que circula por el escape. Por tanto, las pérdidas de presión por fricción a lo largo del tubo se pueden expresar en función de este gasto másico ( $\dot{m}$ ), la velocidad media del fluido, el coeficiente de fricción (cuyo valor ronda entre 0,004 y 0,007 para tubos de escape comunes), y la longitud y diámetro del tubo utilizando la siguiente expresión [2]:

$$\Delta P = \frac{16}{\pi} f \frac{L}{D^3} \dot{m}(U_m) \quad (2.3.32)$$

Además de este tipo de pérdidas de carga, también se ha de tener en cuenta las pérdidas secundarias producidas por curvas o cambios bruscos de geometría.

En las curvas aparecen flujos secundarios y la capa límite del fluido sufrirá dispersiones en sus proximidades. Ambas circunstancias causan pérdidas de presión, al igual que la fricción de las paredes de las curvas [7]. En un tubo de escape las pérdidas de presión asociadas a una curva de 90° se pueden expresar como:

$$\Delta P = \frac{1}{2\pi D^2} \dot{m}(U_m) \quad (2.3.33)$$

O su fracción proporcional por una curva menor de 90° [2].

Para tener en cuenta las pérdidas por cambios bruscos en la geometría, o concretamente, en el diámetro de la tubería, se debe distinguir entre contracción brusca (el diámetro disminuye) o expansión brusca (el diámetro aumenta) [2].

Si el tubo tiene una brusca reducción en su diámetro, las pérdidas generadas pueden calcularse con:

$$\Delta P = \frac{1}{2\pi D_1^2} \dot{m}(U_m) \quad (2.3.34)$$

Si ocurre el caso contrario, y el diámetro aumenta de forma brusca, las pérdidas se calculan como:

$$\Delta P = \frac{2}{\pi D_1^2} \dot{m}(U_m) \left( 1 - \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (2.3.35)$$

### 2.3.3.5. Ondas de presión en un tubo de escape

El proceso de escape en los motores es fundamental debido a que gran parte de la energía procedente de la combustión recae directamente en los gases de este proceso que salen del motor a altas temperaturas y con una importante energía cinética.

Esta energía cinética se corresponde con la gran velocidad a la que salen los gases de la cámara de combustión, debido a la alta presión que se alcanza en la cámara de combustión. Esta velocidad de salida dependerá de la anchura del tubo y la temperatura entre otros factores.

Además del movimiento de los gases, también se produce una onda que circula junto a ellos por el interior del tubo. La existencia de esta onda se debe a la gran diferencia que hay entre la presión del interior de la cámara de combustión del motor y la presión del interior del tubo (aproximadamente es la atmosférica). Ambas zonas de presión se comunican por la apertura y cierre de válvulas, y cuanto más rápido o brusco sea el movimiento de la válvula, mayor magnitud tendrá la onda.

#### Tipos de onda

Se pueden distinguir dos tipos de onda [12]:

- Onda de compresión: esta onda se mueve en el mismo sentido que los gases. En la figura 29 se puede observar como el principio del recorrido se encuentra en la presión de referencia sin perturbar ( $p_0$ ) y a continuación hay un punto de mayor presión ( $p_e$ ), punto que coincide con el paso de la onda que se mueve con una velocidad  $C_e$ .

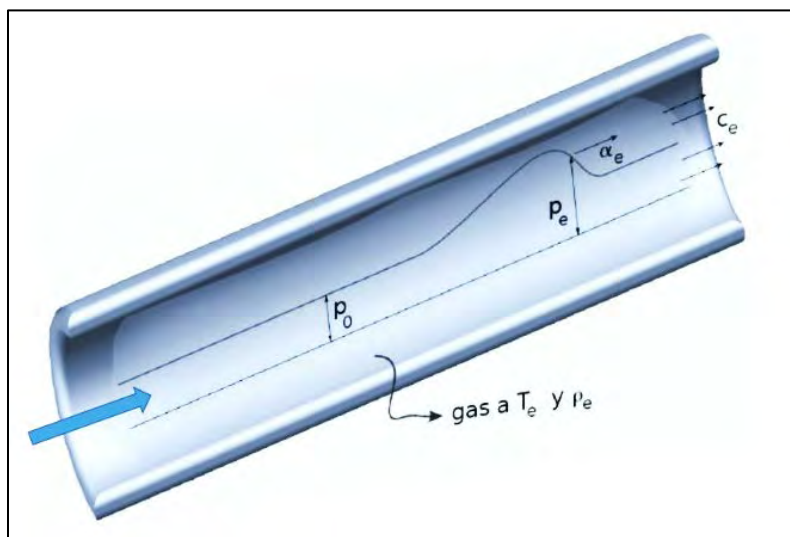
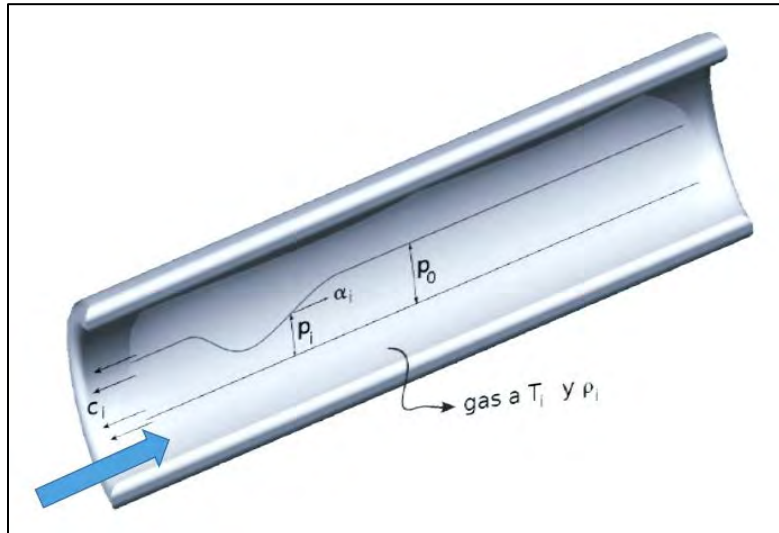


Figura 29. Onda de compresión en conducto [12]



- Onda de expansión: esta onda se mueve en sentido contrario a los gases. En este caso se puede observar como existen unos puntos al principio del conducto cuya presión ( $p_i$ ) está por debajo de la presión de referencia ( $p_0$ ) y la onda se mueve con una velocidad  $c_i$ .



**Figura 30.** Onda de expansión en conducto. [12]

### Velocidad de onda y velocidad de partículas [2].

Para ambos tipos de ondas, su velocidad se calcula como:

$$c_{onda} = \pm \frac{2a_0}{\gamma-1} \left[ \frac{\gamma+1}{2} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right] \quad (2.3.36)$$

- $a_0$ : velocidad del sonido de referencia.
- $\gamma$ : coeficiente adiabático
- $p$ : presión del punto afectado por la onda.
- $p_0$ : presión de referencia.

Es notable que la velocidad de la onda depende del cociente  $p/p_0$  y alcanza valores más altos en las zonas de mayor presión. Los puntos inicial y final de la onda tienen la misma velocidad ( $p=p_0$ ), por lo que su longitud se mantiene constante y esa velocidad coincide con la velocidad del sonido en el medio ( $c=a_0$ ).

Es importante distinguir la velocidad de la onda con la velocidad media del gas por el conducto (vista anteriormente) y de la velocidad de una partícula en el medio [13]. Esta última se define con la siguiente expresión:

$$c_{part} = \pm \frac{2a_0}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right] \quad (2.3.37)$$

### **Comportamiento ante cambios de geometría.**

Una onda se mueve a través del tubo de escape hasta encontrarse con alguna particularidad o cambio de geometría en el conducto. Por ejemplo, si el tubo termina en un final cerrado, la onda rebota en él y vuelve a su lugar de origen como una de presión con las mismas características. Si el final del tubo está abierto, cuando llegue la onda de presión (por ejemplo de compresión), cambiará de forma y volverá hacia su origen (como una onda de expansión).

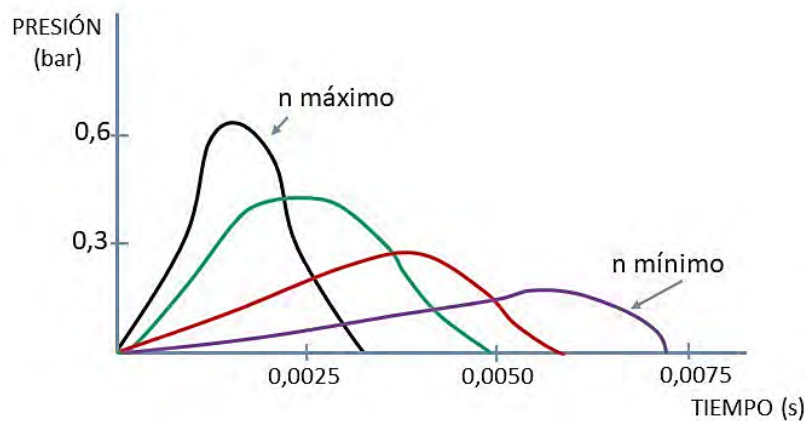
Otra particularidad que puede encontrarse la onda en el conducto es un final parcialmente abierto (ensanchamiento o conducto divergente), cuando la onda de compresión llegue a él, parte de ella seguirá su camino y otra se reflejará como onda de expansión. Cuanto más brusco sea el cambio de geometría más brusca será la reflexión, y si el cambio de geometría es progresivo la onda reflejada se irá formando a lo largo del tiempo y será más suave, pero permitirá aprovecharla durante un mayor periodo de tiempo. En un final parcialmente cerrado ocurre lo mismo, pero la onda reflejada será de compresión [38].

Además si el tubo tiene una bifurcación, al llegar la onda a este cambio de geometría, se divide en tantas bifurcaciones como haya. Si la sección aparente de los tubos de la bifurcación es superior a la sección del tubo original, se comportará como un final parcialmente abierto (parte de la onda se reflejará como onda de expansión).

### **Beneficio de las ondas.**

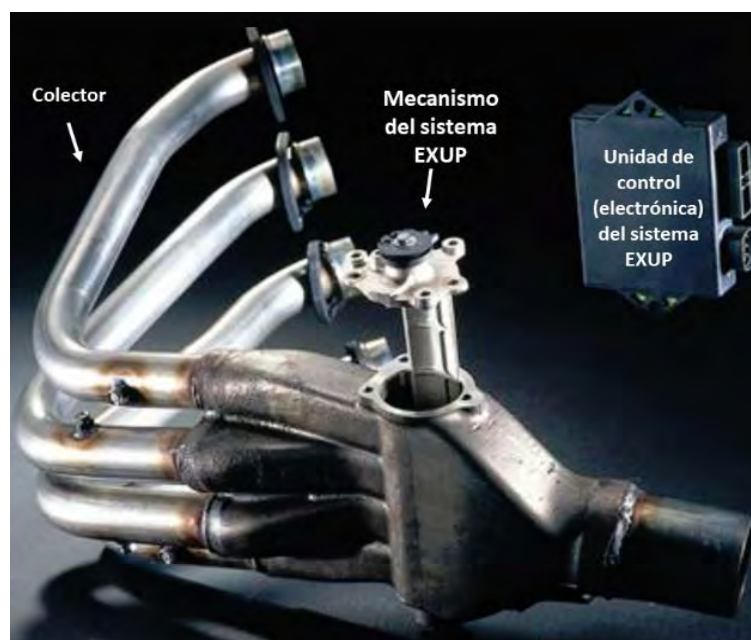
Para optimizar el funcionamiento de un sistema de escape es fundamental tener en cuenta el movimiento de las ondas de presión. Dado que al abrir la válvula de escape la sobrepresión de los gases de escape produce una onda de compresión que avanza hacia el colector de escape tratando de llegar al final del tubo y entonces se reflejará como una onda de rarefacción (o expansión) que viajará en sentido opuesto. Si esta onda de expansión llega a la válvula cuando esta esté todavía abierta, creará una depresión en la salida de la cámara de combustión que facilitará la salida de los gases residuales. Por tanto, al mejorar el barrido de los gases de escape, esta onda hace que el rendimiento volumétrico aumente porque permitirá introducir mayor cantidad de mezcla en la próxima combustión del ciclo [38].

Los tiempos de movimiento de las ondas son constantes comparados con el funcionamiento del motor, que trabaja variando sus revoluciones constantemente. Por tanto, a la hora de diseñar un tubo de escape hay que determinar un régimen de funcionamiento del motor para el que buscar el sintonizado de las ondas de presión y las necesidades del motor [38].



**Figura 31.** Perturbación en el tubo de escape dependiendo de las revoluciones [2]

Por tanto, siendo fundamental el aprovechamiento del fenómeno de las ondas de presión para aumentar el rendimiento de las motocicletas, los fabricantes han tratado de desarrollar diversos sistemas para tratar de aprovechar la reflexión de ondas a distintas revoluciones. Un sistema utilizado con este objetivo es el sistema Exup, desarrollado por Yamaha, que consiste en una válvula integrada en el conducto de escape y que regula su apertura en función de las revoluciones del motor. De esta manera puede jugar con el comportamiento de la onda en función de las necesidades del motor [1].

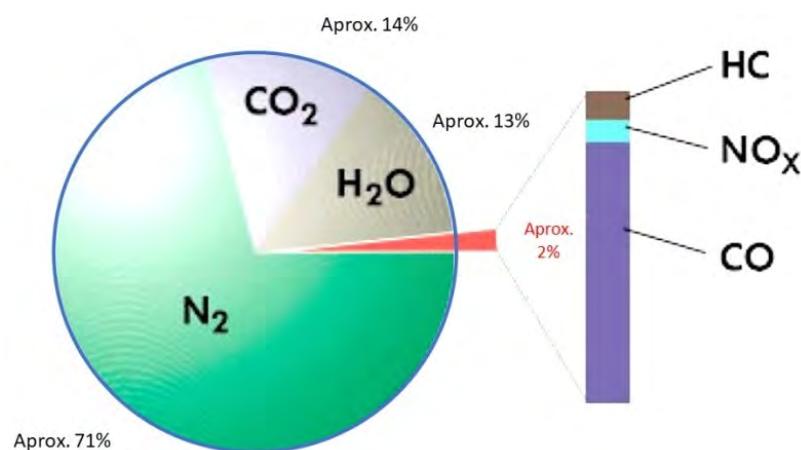


**Figura 32.** Escape con sistema Exup

La propagación de ondas en el interior del tubo es unidimensional pero cuando llegan al final del tubo y salen a la atmósfera, la onda se transmitirá de forma tridimensional por la diferencia de presión entre los gases de escape y la atmósfera.

## 2.4. Composición de los gases de escape.

Los gases de escape están compuestos por varias sustancias químicas, y gran parte de estas contribuyen a la contaminación de la atmosfera. Cuando el aire (formado en su mayoría por nitrógeno (79%) y oxígeno (21%)) se mezcla con el combustible y se produce la combustión, se forman nuevas sustancias, entre las que destacan como contaminantes las que se indican a continuación [1].



**Figura 33.** Composición de los gases de escape en un motor de gasolina.

### 2.4.1. Óxido de nitrógeno

El nitrógeno ( $N_2$ ), en la combustión, apenas se combina con otras partículas, excepto para formar una pequeña cantidad de óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ). A pesar de que las elevadas temperaturas tienen gran importancia en la producción de óxidos de nitrógeno, en los motores de gasolina, la mayor formación de estos óxidos ocurre cuanto la combustión se produce con mezcla pobre, es decir, con exceso de aire, debido a que además de una temperatura elevada existe más oxígeno con el que reaccionar [2].

### 2.4.2. Monóxido de carbono

El monóxido de carbono (CO) es el resultado de la combustión incompleta de un hidrocarburo. La formación de CO se debe principalmente a la división del dióxido de carbono ( $CO_2$ ). Es una sustancia muy tóxica, aunque en una concentración normal en aire del ambiente se oxida a corto plazo formando  $CO_2$  [2].

### 2.4.3. Hidrocarburos sin quemar

Los hidrocarburos sin quemar (HC) se producen por varios motivos [2]:

- Combustión incompleta: generalmente ocurre cuando la combustión tiene lugar con mezcla rica o mezcla pobre dado que no son las mejores circunstancias.
- Efecto pared: la mezcla de aire-combustible en contacto con las paredes de la cámara de combustión cede calor con más facilidad, de esta manera no llega a quemarse todo el combustible en esta zona. Esta mezcla sin quemar sale de la cámara durante el proceso de escape, proceso en el que se pueden quemar parte de estos HC.
- Cortocircuito: Durante el cruce de válvulas, los gases de la admisión pasan directamente al sistema de escape, al permanecer las válvulas abiertas a la vez.

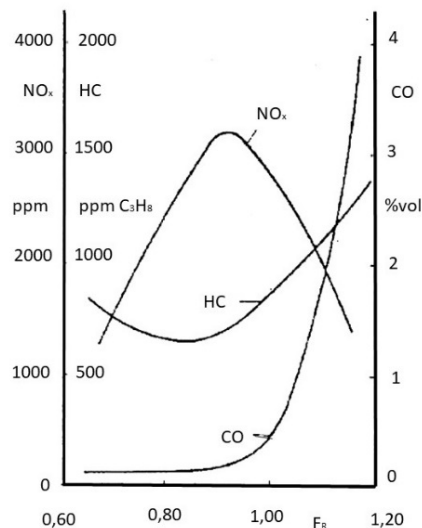


Figura 34. Componentes más contaminantes de un motor de gasolina [2]

### 2.4.4. Dióxido de azufre

La presencia de dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) en los gases de escape se debe a la existencia de azufre en el combustible. Su proporción es comparativamente pequeña. No puede convertirse con un catalizador [3].

### 2.4.5. Dióxido de carbono

Si se produce una combustión completa, el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) ocupará el 14% de los gases de escape aproximadamente. La cantidad de CO<sub>2</sub> emitido por el motor depende directamente del consumo de combustible, y solo se puede reducir reduciendo este consumo [3].

## 2.5. Introducción a los aspectos acústicos aplicados al sistema de escape.

Todos los motores térmicos alternativos producen ruido durante su funcionamiento. Este ruido se puede dividir según su procedencia en distintos grupos, entre los que destaca el ruido producido por el sistema de escape, el sistema de admisión y los ruidos producidos por el movimiento de sus elementos.

El ruido o sonido es la consecuencia de las variaciones de presión que se transmiten por el aire y llegan al oído. El oído humano capta frecuencias que se encuentren entre 20 y 20.000 Hz.

Para tratar de determinar la energía asociada a un sonido se atiende al valor de la intensidad ( $I$ ), que consiste en la energía trasladada por unidad de superficie perpendicular a la dirección del movimiento de la onda. Para ondas planas o esféricas moviéndose en estado libre:

$$I = \frac{(p-p_0)^2}{\rho a} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.5.1)$$

Siendo “ $a$ ” la velocidad del sonido en el medio, “ $\rho$ ” la densidad del medio, “ $p$ ” presión del medio perturbado y “ $p_0$ ” presión en el medio sin perturbar [2].

Debido a que el espectro de intensidad del ser humano es muy extenso (desde  $10^{-12} \text{ W/m}^2$  hasta  $1 \text{ W/m}^2$ ), y la respuesta subjetiva para frecuencias a las que el oído es sensible se ajusta mejor a una escala logarítmica, se define el valor del nivel de intensidad:

$$N_i = 10 \log_{10}\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad [\text{dB}] \quad (2.5.2)$$

Siendo  $I_0$  la intensidad de referencia ( $10^{-12} \text{ W/m}^2$ ) [2].

Si, por ejemplo, coinciden dos sonidos distintos que se superponen, cada uno con su nivel de intensidad ( $N_1$  y  $N_2$ ), la intensidad consecuencia de los dos sonidos ( $I_T$ ) será la suma de las dos intensidades ( $I_T = I_1 + I_2$ ). Por tanto el nivel de intensidad resultante será  $N_T$ :

$$N_1 = 10 \log_{10}\left(\frac{I_1}{I_0}\right) \quad (2.5.3)$$

$$N_2 = 10 \log_{10}\left(\frac{I_2}{I_0}\right) \quad (2.5.4)$$

$$N_T = 10 \log_{10}\left(\frac{I_T}{I_0}\right) \quad (2.5.5)$$

Si los dos sonidos tuviesen el mismo valor de intensidad ( $I_1 = I_2$ ) se obtendría lo siguiente:

$$N_T = 10 \log_{10}\left(\frac{2I_1}{I_0}\right) = 10 \log_{10}\left(\frac{I_1}{I_0}\right) + 10 \log_{10}(2) = 10 \log_{10}\left(\frac{I_1}{I_0}\right) + 3 \quad [\text{dB}] \quad (2.5.6)$$

De la ecuación anterior se observa que doblando la intensidad de un sonido se consigue un incremento de 3 dB en el nivel de intensidad, algo poco significativo si la intensidad del sonido es alta. Esto refleja la dificultad para reducir la sonoridad en lo que a decibelios se refiere, ya que hay que disminuir la frecuencia de mayor amplitud [2].

### 2.5.1. Pérdidas de transmisión.

Las pérdidas de transmisión hacen referencia a la diferencia de decibelios entre la entrada de un elemento del tubo y su salida. Generalmente se presta atención a las pérdidas de transmisión en el silencioso, donde se pretende conseguir el valor de pérdidas más grande posible.

Como ejemplo, para un silenciador tipo cámara de expansión, la pérdida de transmisión se puede calcular de la siguiente manera:

$$P_T = 10 \log_{10} \left( 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{A_2}{A_1} - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \left( \sin \frac{2\pi L}{\lambda} \right)^2 \right) \quad (2.5.7)$$

Donde  $\lambda$  es la longitud de onda y  $A$  el área de una sección. Se puede observar que a medida que crece la relación entre las secciones, aumentan las pérdidas. Y también se ve que si el cociente  $L/\lambda$  es del tipo  $n/2$  con  $n=1,2,3,\dots$ , las pérdidas de transmisión serán nulas [2].

Los silenciadores de cámara de expansión pueden reducir en grandes proporciones el número de decibelios para frecuencias muy distintas. Sin embargo también tienen un alto número de bandas de paso (frecuencias con pérdidas de transmisión bajas).

Otro ejemplo de silenciador para el que se pueden calcular las pérdidas de transmisión es el resonador lateral. Las pérdidas teóricas para un silenciador de este tipo cuentan con la siguiente expresión:

$$P_T = 10 \log_{10} \left( 1 + \frac{KV}{(2A(f/f_n - f_n/f))^2} \right) \quad (2.5.8)$$

Siendo  $f_n$  la frecuencia de resonancia natural:

$$f_n = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{V}} \quad (2.5.9)$$

Y “V” es el volumen de la cámara acoplada al tubo cuya sección es “A”. Ambos están conectados por un agujero de conductividad (K), que se mide en metros y depende de la geometría de los orificios [2]. A medida que la frecuencia de trabajo se acerque a la frecuencia natural más pérdidas de transmisión se conseguirán.



## 2.6. Introducción a los procesos de fabricación de escapes

En este apartado se expondrán parte de las operaciones más importantes para la fabricación de un sistema de escape y sus componentes. Se irán definiendo los procesos de fabricación aplicables a la creación de distintos componentes del sistema, desde el colector hasta un silenciador.

El primer componente que nos encontramos es la entrada del colector. Esta pieza deberá respetar perfectamente las medidas impuestas por el fabricante del motor y por otro lado deberá cumplir con el diámetro elegido para el colector.

Para fabricar esta pieza se podría comenzar a partir de una barra de acero inoxidable que se someterá a un proceso de torneado hasta obtener la geometría deseada. Una vez fabricada, esta pieza se soldará al colector por medio de una soldadura tipo TIG. Otra opción para fabricar esta pieza en conjunto con el colector sería sometiendo el material a un proceso de conformado por endforming o unir la pieza por ajuste de diámetros.

Los tubos del sistema de escape, como el colector o el tubo secundario pueden fabricarse a partir de tubos normalizados, que se cortarán y curvarán para obtener la curva deseada. Otra forma de fabricar los conductos de escape es a través de plegar o embutir láminas de acero hasta obtener la forma cilíndrica u oval buscada y posteriormente unir los extremos mediante soldadura, como puede ocurrir en la fabricación de un silenciador. Y como alternativas a estas dos últimas opciones se puede recurrir al hidroconformado y al endforming.

### 2.6.1. Curvado de tubos.

Para la fabricación de un colector de escape se puede partir de un tubo de acero inoxidable que se irá cortando y plegando hasta obtener la geometría deseada.

El proceso del doblado del tubo se realiza en frío, y tiene como parámetros clave el radio de la línea central, el diámetro exterior y el espesor de la pared. También hay que tener en cuenta otras variables como el radio de curvatura interior (garganta), el radio de curvatura exterior (lomo) y el ángulo de flexión. Este ángulo se refiere al ángulo complementario de la curva [44].

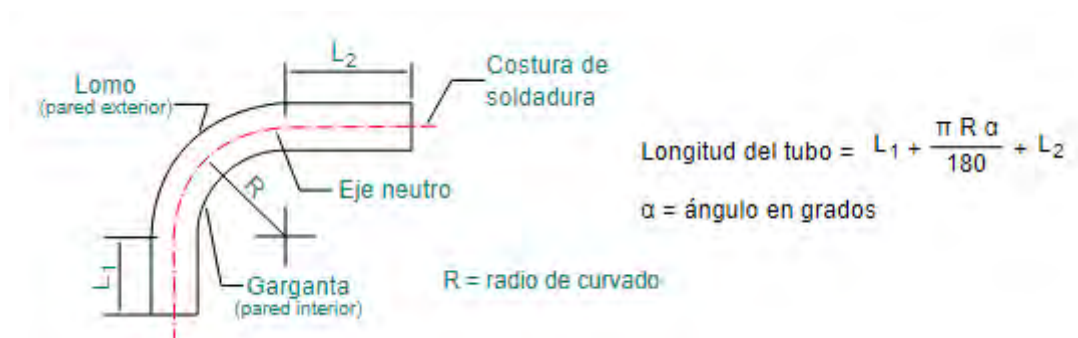
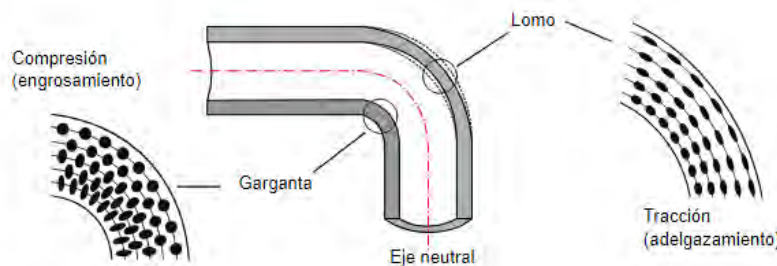


Figura 35. Parámetros del curvado de tubo. [50]



Los tubos experimentan una recuperación elástica después de doblarse, produciendo una curva que experimenta un crecimiento radial. En términos generales, cuanto más duro sea el tubo y cuanto menor sea el radio de la línea central de la curva, mayor será la recuperación elástica y el crecimiento radial resultante.

El alargamiento se produce durante la flexión, y el radio exterior se estira causando una reducción del espesor. Esto provoca que la superficie exterior de la curva se hunda, causando una distorsión de la sección transversal de su forma redonda original. Esto se debe a que al estirarse el exterior, el radio interno se comprime y, en cierto punto, comienza a arrugarse [44].



**Figura 36.** Tensiones en el curvado de tubos. [50]

La mayoría de los tubos se doblan de una de las cuatro formas siguientes: doblado de tipo ariete, doblado de rodillo, doblado por compresión o doblado con brazo rotativo.

Para trabajos de precisión se utiliza el doblado por brazo rotativo. Cuando se utiliza la flexión por brazo giratorio, el tubo se inserta en la máquina dobladora y se sujeta entre la matriz de plegado y la matriz de abrazadera. La rotación de ambas herramientas alrededor del eje de flexión dobla el tubo de acuerdo con el radio de la matriz de doblado. La matriz de presión (pieza deslizante) sirve para recibir la tensión radial, que se genera durante el proceso de conformación, y soporta el extremo recto del tubo desde el exterior [44].

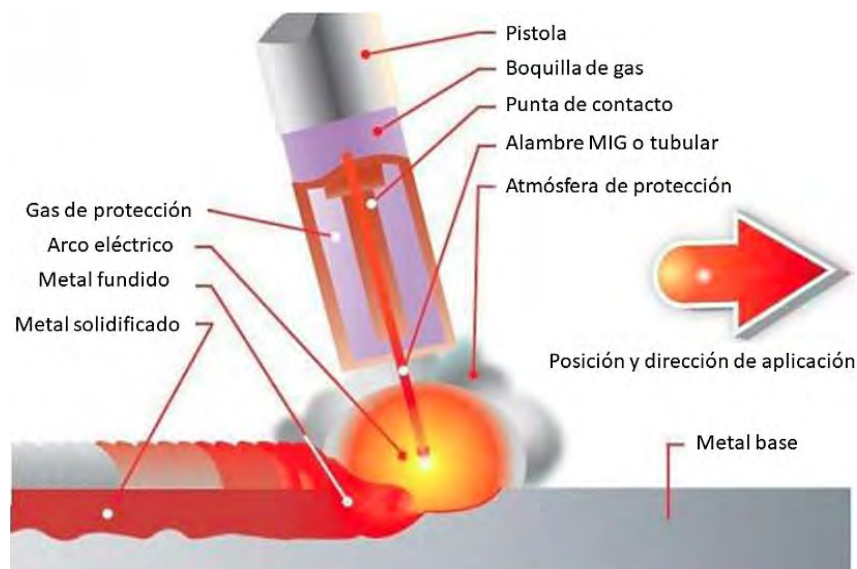
Para conseguir mayor precisión se coloca un mandrino o mandril en el interior del tubo, que consiste en un eje o varias bolas que ayudan a mantener la geometría interior del tubo durante el proceso curvado.



**Figura 37.** Máquina para curvar tubos

### 2.6.2. Soldadura TIG

Este es el tipo de soldadura que se utilizará para unir la boca del colector al tubo, además de otros componentes del sistema de escape. TIG significa gas inerte de tungsteno y técnicamente se llama soldadura de arco de tungsteno con gas (GTAW).



**Figura 38.** Proceso de soldadura TIG

En la soldadura de arco de tungsteno de gas (GTAW), los metales se fusionan calentándolos mediante un arco eléctrico establecido entre un electrodo de tungsteno no consumible (no se derrite) y la pieza de trabajo. La utilización de un metal de relleno depende del diseño de la junta. El metal fundido, el electrodo de tungsteno y la zona de soldadura están protegidos de la atmósfera (el aire a su alrededor) por una corriente de gas inerte a través de la antorcha de soldadura. Las soldaduras resultantes tienen la misma integridad química que el metal base original [47].

La temperatura de fusión necesaria para soldar materiales en el proceso de soldadura con arco de tungsteno con gas (GTAW) se obtiene al mantener un arco entre un electrodo de aleación de tungsteno y la pieza. Las temperaturas de la soldadura pueden alcanzar los 2500 °C. Un gas inerte mantiene el arco y protege el metal fundido de la contaminación atmosférica. El gas inerte es normalmente argón, helio o una mezcla de helio y argón.

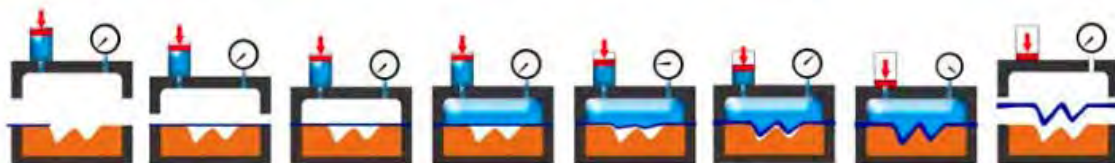
Este tipo de soldadura tiene las ventajas de ofrecer alta calidad, alta precisión y ser muy versátil en cuanto al uso de distintos metales y se puede realizar en cualquier posición de soldadura y en los modos manual, semiautomático y automático.



**Figura 39.** Ejemplo de soldadura TIG [42]

### 2.6.3. Hidroconformado

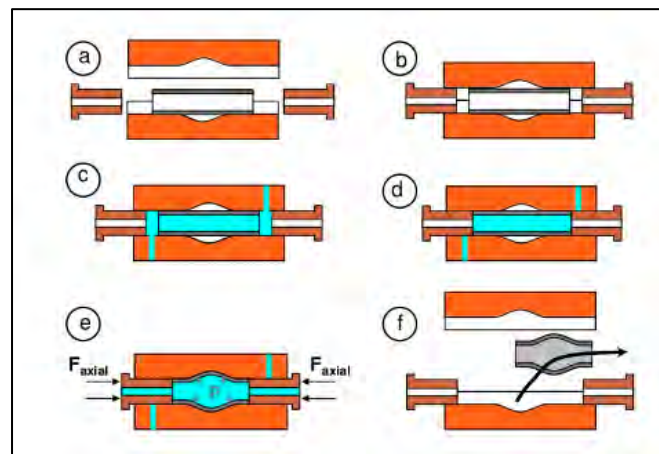
El hidroconformado es un tipo de conformado que usa un fluido hidráulico a alta presión en el interior del tubo. Esta presión obliga al tubo a deformarse hasta alcanzar las paredes de la matriz que le rodea.



**Figura 40.** Esquema del proceso de hidroconformado [52]

Este método tiene una serie de ventajas como son la reducción en los tiempos de fabricación por necesitar muy pocas operaciones, la utilización de utillajes simples y una mejor distribución de las tensiones residuales. Estas características hacen del hidroconformado una de las mejores técnicas para fabricar colectores de escape.

El proceso de hidroformado de tubos puede resumirse en cuatro etapas. Con respecto a la figura 41, el proceso de formación comienza cuando la pieza de trabajo en forma de tubo (a) se coloca entre dos matrices de formación (b). Dos punzones que transportan líquidos (c) están montados en cada lado del tubo y el espacio se llena con líquido. Una fuerza de presión aplicada es alimentada axialmente por los punzones unos contra otros haciendo que el líquido empuje contra las paredes internas de la tubería (e). El resultado es una deformación plástica del tubo (f) [53]. Dependiendo de la complejidad del producto final, la pieza de trabajo debe ser pretratada, es decir, la geometría de su tubo se modifica antes de que comience el proceso.



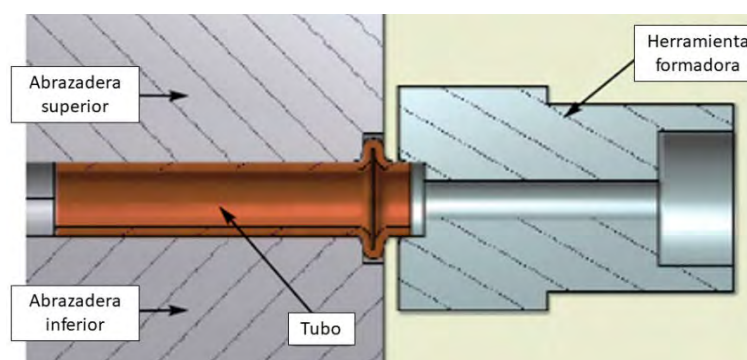
**Figura 41.** Proceso de hidroconformado. [50]

#### 2.6.4. Endforming

Los procesos de conformación de extremos se utilizan para cambiar la forma de una mayoría significativa de extremos de tubos fabricados. Muy a menudo, uno o ambos extremos de los tubos deben formarse para acoplarse a otra parte. La parte de acoplamiento puede ser otro tubo, un componente pequeño, como una bomba de combustible, o un componente grande, como un bloque del motor.

Uno de los tipos más comunes de máquinas de conformación de extremos es un conformador de extremo de tipo ariete. Por lo general, la máquina mantiene la pieza de trabajo estacionaria en un juego de mordazas mientras que un ariete hidráulico o neumático avanza; una herramienta asegurada al ariete forma el extremo del tubo.

Cuando la herramienta de formación entra en contacto con la pieza de trabajo, la herramienta de ariete hace que el tubo fluya en frío. La trayectoria del flujo es la trayectoria de menor resistencia. En esta aplicación, rebordeando, la herramienta del ariete mantiene el extremo del tubo cautivo y lo comprime cuando lo empuja hacia las matrices de sujeción. La sección no soportada del tubo, en el área entre las abrazaderas y la herramienta del ariete, se dobla por debajo de la carga de compresión, formando el talón [52].



**Figura 42.** Endforming. [52]



**Figura 43.** Ejemplos de tubos acabados con un proceso de endforming

## 2.6.5. Mecanizado

### 2.6.5.1. Mecanizado en torno

El mecanizado en torno es un proceso de fabricación que consigue obtener la pieza deseada mediante el arranque de virutas, es decir, separando fragmentos del material mediante sistemas mecánicos [28].

El arranque de viruta se lleva acabo con el filo de las herramientas diseñadas para ese fin y que varían en función del material que estén tratando y el acabado superficial que se requiera. Para que tenga lugar el arranque de viruta deben existir movimientos relativos entre la pieza y la herramienta. Estos movimientos son:

- **Movimiento de corte:** movimiento en el que se arranca viruta. Se arrancará viruta solo durante una revolución a no ser que se combine con el movimiento de avance.
- **Movimiento de avance:** el avance consiste en la distancia recorrida por la herramienta en cada revolución.
- **Movimiento de penetración:** determina la distancia que se introduce la herramienta en la pieza y por tanto la cantidad de viruta que va a arrancar.

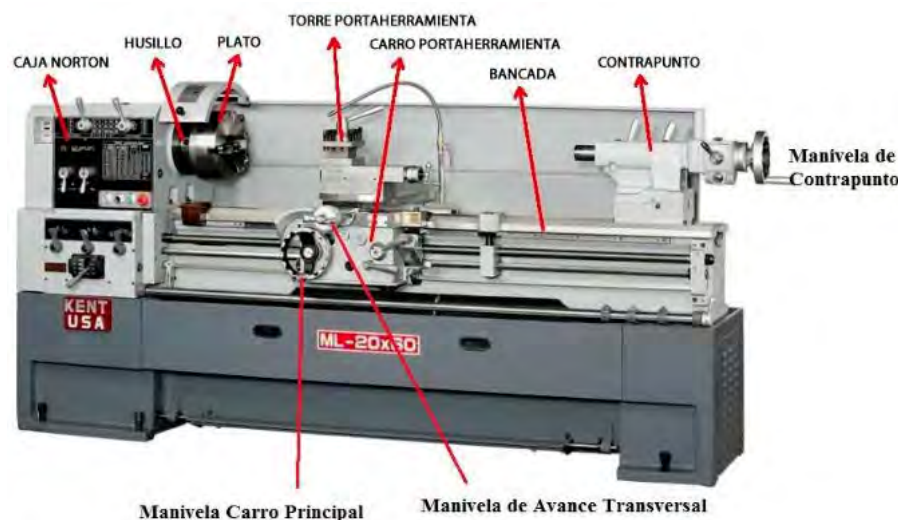
El proceso de mecanizado en torno se utiliza para fabricar piezas de revolución. Mientras la pieza gira se va recolocando la herramienta de corte para que contacte continuamente con la pieza hasta obtener la forma deseada [28].





**Figura 44.** Ejemplo de mecanizado en torno [Fuente: [www.dihcsa.com](http://www.dihcsa.com)]

Para el diseño de las piezas aquí propuestas se utilizará un torno de control numérico. Este tipo de torno controla los parámetros de funcionamiento (trayectorias de herramientas, magnitudes de corte, cambios de herramientas, refrigeración,...) de manera automática una vez se ha introducido en su sistema de control los programas necesarios de acuerdo a la pieza que se va a fabricar, por tanto, el papel del operario se limita a colocar la pieza en el plato y activar la máquina.



**Figura 45.** Torno manual. [38]

Para llevar a cabo el mecanizado de la boca del colector se realizarán en torneado al menos en dos fases y se llevarán a cabo operaciones de refrentado (se mecanizan planos perpendiculares al eje principal avanzando de manera paralela a dicho plano), de cilindrado (operación en la que la herramienta avanza paralela al eje del husillo o eje principal), de mandrinado (cilindrado interior), torneado cónico y escariado (operación para determinar un buen acabado superficial).

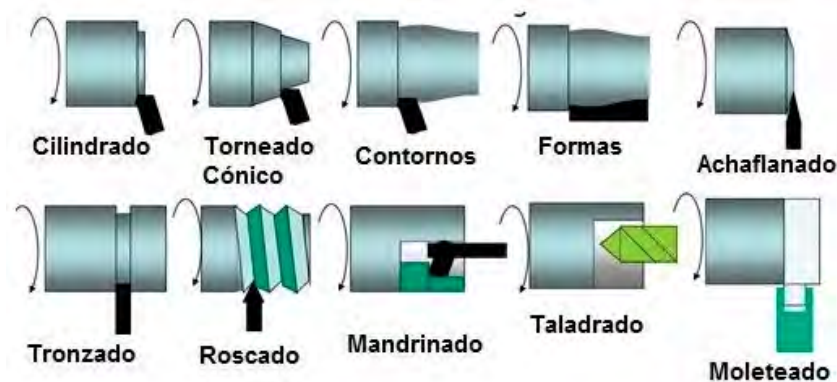


Figura 46. Operaciones de torneado. [43]

### 2.6.5.2. Mecanizado en fresa

Este proceso consiste en el arranque de viruta mediante una herramienta de carácter circular con numerosos filos. Esta herramienta se conoce como fresa, y al girar sobre su propio eje tiene lugar el movimiento de corte.

En este proceso, cada filo de la fresa no está arrancando viruta continuamente, sino que solo lo hace durante una parte del giro de la fresa. Esto tiene la ventaja de permitir una mejor refrigeración pero también supone que la fuerza de corte no es siempre la misma, lo que puede generar vibraciones y por ende malos acabados superficiales en la pieza [28].

Existen dos tipos de fresado principales, el fresado cilíndrico (el eje de la herramienta es paralelo al plano de trabajo) y fresado frontal (el eje de la herramienta es perpendicular a la superficie de trabajo).



Figura 47. Ejemplo de fresado frontal

Actualmente se utilizan máquinas fresadoras de control numérico que fabrican piezas muy complejas, con precisiones milimétricas y acabados superficiales muy exigentes. En el caso de los sistemas de escape se utilizan para crear piezas de sujeción, partes del silencioso o incluso adaptadores para los tubos [28].

### 2.6.6. Conformado de chapa

El conformado de chapas puede ser muy útil para crear acoples entre tubos y las partes internas o externas del silenciador.

Para realizar este conformado se parte de una chapa plana (desarrollo) y se llevará a cabo alargando o acortando la chapa por medio de alguno de los siguientes métodos: repujado, curvado, plegado, embutición y estirado [28].

#### 2.6.6.1. Plegado

El plegado es el doblado de la chapa de tal manera que forme un ángulo de arista o redondeado. Se puede realizar con máquinas plegadoras (constan de una prensa que dobla la chapa sobre una matriz que determinará su forma final) o con máquinas dobladoras (realizan pliegues en las chapas gracias a un punzón que fuerza a la chapa a doblarse mientras se sujeta con pisador) [28].

El proceso de plegado está sujeto a unos parámetros determinados:

- Radio mínimo de plegado. Cuanto menor sea este radio, mayor será la posibilidad de fallo por acumulación de tensiones.
- Radio de plegado máximo. Será el radio que asegura la deformación permanente.
- Recuperación elástica. A la hora de realizar el plegado hay que tener en cuenta que el material tenderá a recuperar su forma por su condición elástica, por lo que habrá que deformar la chapa algo más de lo aparentemente necesario.

El plegado de chapa será especialmente útil para la fabricación de la carcasa o cuerpo exterior de los silenciadores y de las partes internas del silenciador, como por ejemplo el tubo con perforaciones que forman el dBkiller. También se utilizará para crear tubos adaptadores.

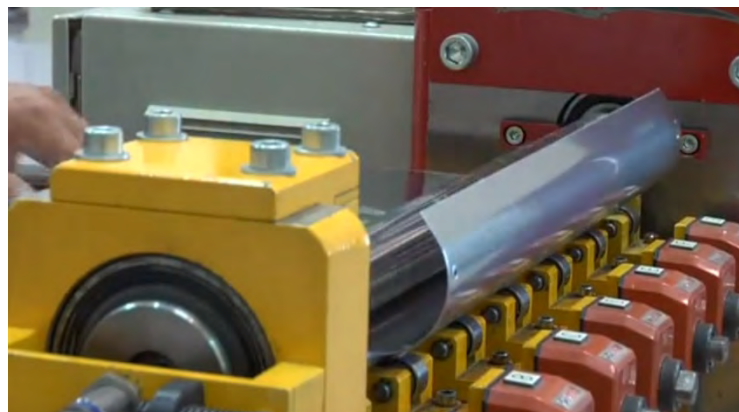
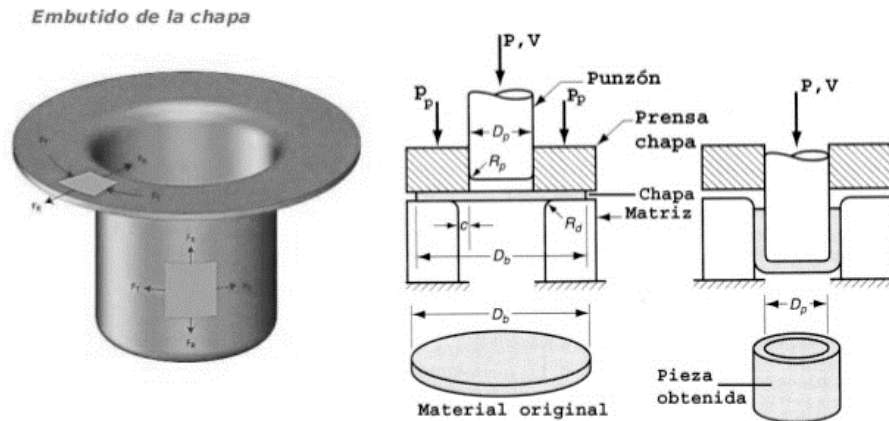


Figura 48. Plegadora



### 2.6.6.2. Embutición

A partir de una chapa de dimensiones determinadas que se estira contra una matriz se crea una pieza hueca. Para este proceso se utiliza una prensa que ejerce y controla la fuerza de embutición [28].



**Figura 49.** Resumen de los elementos que intervienen en el proceso de embutición

Este proceso resulta útil en la fabricación de tapas para los silenciadores y también puede usarse para formar la mitad de un conducto y su simétrico para posteriormente unir ambas por soldadura.

### 3. Introducción teórica al análisis modal.

Un análisis modal tiene como objetivo identificar las propiedades modales (frecuencias naturales, relaciones de amortiguamiento, formas de modo, etc.) de una estructura utilizando medidas de respuesta de vibración. Estas propiedades se usan para crear un modelo matemático que represente el comportamiento dinámico de la estructura (modelo modal).

La base de un análisis modal consiste en el estudio de la respuesta de vibración de un sistema lineal dinámico que se puede expresar como la combinación lineal de movimientos armónicos simples. Estos movimientos se conocen como “modos de vibración”. La forma del modo afectará la naturaleza y la distribución espacial de la vibración, ya que el modo de vibración es la forma característica con la que vibrará el sistema mecánico.

El sistema sometido a una excitación vibrará de una determinada manera propia (modo de vibración) y a una frecuencia concreta (la frecuencia natural del sistema). Cada modo irá asociado una frecuencia natural y tendrá su propia forma.

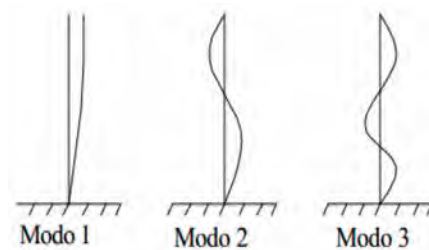


Figura 50. Modos de vibración [25]

Si se realiza un análisis modal de forma experimental se trabajará con el estudio de Funciones de Respuesta de Frecuencia (FRF), que permite obtener información sobre la respuesta de un sistema cuando se somete a unas condiciones determinadas ( $F$ ) que conllevan cambios dinámicos ( $X$ ).

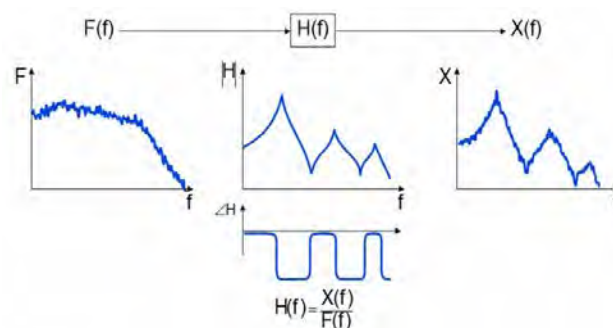


Figura 51. Definición de FRF [31]

No obstante, para realizar un análisis modal experimental es importante conocer la teoría del análisis modal.

### 3.1. Teoría del análisis modal.

Uno de los puntos clave del desarrollo del análisis modal es que relaciona funciones de distintos dominios para expresar el comportamiento dinámico de una misma estructura, es decir, relaciona funciones de tiempo y de frecuencia. Esto obliga a recurrir a las transformadas de Fourier para comparar la información contenida en cada dominio.

Para comprender el desarrollo de un análisis modal es importante conocer que ocurre en la vibración de un sistema con un grado de libertad, teniendo en cuenta que el grado de libertad (GDL) se corresponde con el número de coordenadas necesarias para expresar su posición en el espacio.

#### 3.1.1. Vibración con 1 GDL

Para comprender el concepto de vibración se puede recurrir a la vibración que tiene lugar con un solo grado de libertad (1GDL).

Se considera una masa “ $m$ ” en una superficie lisa (sin rozamiento) y conectada con un muelle de rigidez “ $K$ ” a una pared fija. De esta masa tira una fuerza “ $F$ ” que puede variar con el tiempo “ $t$ ”, y su posición de equilibrio estático estará determinada por “ $x(t)$ ” [25].

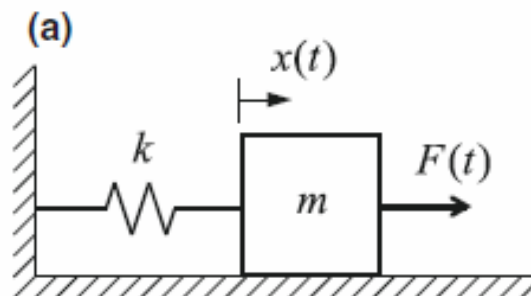


Figura 52. Condición de 1 GDL [25]

En un instante de tiempo determinado, la masa se encontrará en la posición “ $x(t_0)$ ” y estará expuesta a la fuerza del muelle (“ $Kx(t_0)$ ”) aplicada en un sentido y la fuerza  $F$  aplicada en el sentido opuesto. Aplicando la segunda ley de Newton, la fuerza de inercia de la masa queda como “ $m\ddot{x}(t)$ ”, y se puede expresar el problema de dinámico de la siguiente forma:

$$m\ddot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (3.1.1)$$

Hay que tener en cuenta que el problema anterior no cuenta con efectos disipativos, por lo que al aplicar una fuerza  $F$  puntual, la masa oscilará siempre. Este fenómeno no se cumple en la realidad porque siempre existen fuerzas disipativas, por ejemplo, las fuerzas de rozamiento.

Estas fuerzas pueden considerarse fuerzas de amortiguamiento e incluyéndolas en la ecuación, siendo “c” la constante de amortiguamiento, quedaría como:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (3.1.2)$$

En cualquier caso, la vibración consiste en el movimiento oscilatorio periódico de un cuerpo. Por tanto, el movimiento se repite con todas sus particularidades después de un determinado espacio de tiempo conocido como periodo de la vibración [25].

### 3.1.1.1. Frecuencia natural

Si se considera la estructura de la figura 52 en vibración libre, es decir, la estructura no tiene amortiguación y la fuerza aplicada está ausente. De esta forma la ecuación anterior resulta:

$$m\ddot{x}(t) + 0 + Kx(t) = 0 \quad (3.1.3)$$

Y las condiciones iniciales (t=0) serán

$$x(0) = u \quad \dot{x}(0) = v \quad (3.1.4) \text{ y } (3.1.5)$$

De esta manera se tiene una ecuación diferencial de segundo orden, cuya solución tiene dos constantes de integración, que pueden ser determinadas por las dos condiciones iniciales. Además se puede expresar como un movimiento armónico simple, como por ejemplo,  $x(t) = a \cos(\omega t)$ , y la ecuación se enunciará como:

$$m(-a\omega^2 \cos(\omega t)) + 0 + K(a \cos(\omega t)) = 0 \quad (3.1.6)$$

$$(-m\omega^2 + K) a \cos(\omega t) = 0 \quad (3.1.7)$$

Obteniendo la solución a esta ecuación, siendo “a” distinto de cero, se llega a la frecuencia natural de la estructura [25].

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ [rad/s]} \longrightarrow f_n = \frac{\omega}{2\pi} \text{ [Hz]} \quad (3.1.8) \text{ y } (3.1.9)$$

Las **frecuencias naturales** son las frecuencias en las que un sistema tiende a vibrar cuando se altera de su posición de equilibrio sometiéndolo a ciertas fuerzas externas. Estas frecuencias dependen de la forma en que la masa y la rigidez se distribuyen dentro de la estructura [25].

### 3.1.1.2. Estudio del problema dinámico y la FRF

Por otro lado, si se estudia el problema dinámico contando también con la amortiguación y la fuerza de excitación, se puede tratar la relación entre estas propiedades utilizando la transformada de Laplace sobre la ecuación del problema dinámico. Asumiendo como cero las condiciones iniciales, se obtiene:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \xrightarrow{\text{Laplace}} Z(s)X(s) = F(s) \quad (3.1.10)$$

Siendo

$$Z(s) = ms^2 + cs + k \quad (3.1.11)$$

Y su inversa, conocida como **función de transferencia**:

$$H(s) = \frac{1}{Z(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (3.1.12)$$

Las raíces del denominador de la función de transferencia, son las soluciones del sistema. En estructuras mecánicas, el coeficiente de amortiguamiento  $c$  es generalmente muy pequeño, lo que da como resultado un par de soluciones conjugadas complejas.

$$\lambda = -\sigma \pm i\omega_d \quad (3.1.13)$$

Siendo  $\sigma$  la parte real o ratio de decadencia que define el amortiguamiento en el sistema y  $i\omega_d$  la parte imaginaria o ratio de oscilación, que define la frecuencia natural amortiguada. Si el sistema no está amortiguado se puede expresar  $\lambda = \pm i\omega_n$ .

Además las frecuencias y el amortiguamiento se pueden expresar de las siguientes formas.

- $f_d = \frac{\omega_d}{2\pi}$  frecuencia natural amortiguada (3.1.14)

- $f_n = \frac{\omega_n}{2\pi}$  frecuencia natural sin amortiguación ( $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = |\lambda|$ ) (3.1.15)

- $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} = \sigma/|\lambda|$  ratio de amortiguamiento (3.1.16)

Además si se reemplaza la variable de Laplace por  $i\omega$  en la función de transferencia se obtiene la **función de respuesta de frecuencia (FRF)**:

$$H(\omega) = \frac{1}{Z(\omega)} = \frac{1}{-m\omega^2 + ic\omega + k} = \frac{1}{(k - m\omega^2) + ic\omega} = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (3.1.17)$$

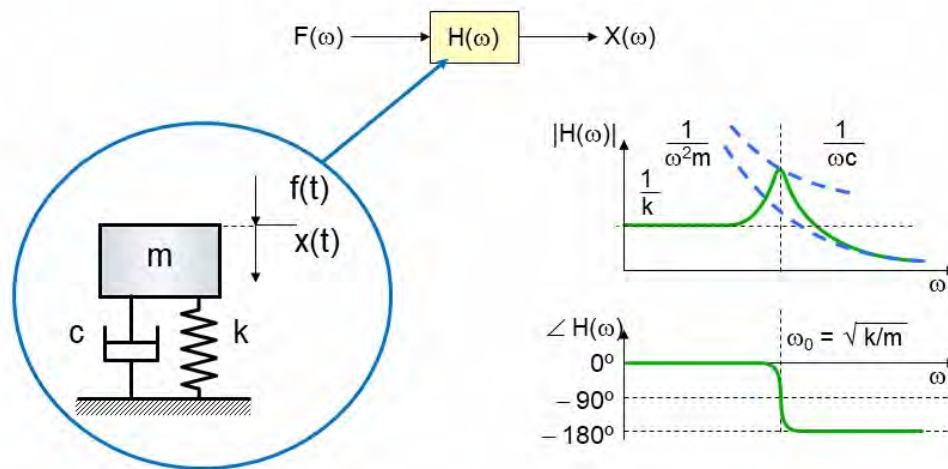


Figura 53. Modelo de 1GDL. Dominio del tiempo (t) y de la frecuencia ( $\omega$ ) [31]

Atendiendo a la figura 53 podemos observar que:

- A frecuencias bajas ( $k$  mucho mayor que  $\omega$ ) el valor absoluto de la función de transferencia tiende a ser  $H(\omega) = \frac{1}{k}$  (3.1.18)
- Altas frecuencias ( $\omega^2 m \gg (\omega c + k)$ ) se observa como  $H(\omega)$  tiende a cero, siguiendo la línea  $H(\omega) = \frac{1}{\omega^2 m}$  (3.1.19)
- La magnitud de la FRF para la frecuencia de resonancia en un sistema amortiguado es  $H(\omega) = \frac{1}{\omega c}$  (3.1.20)

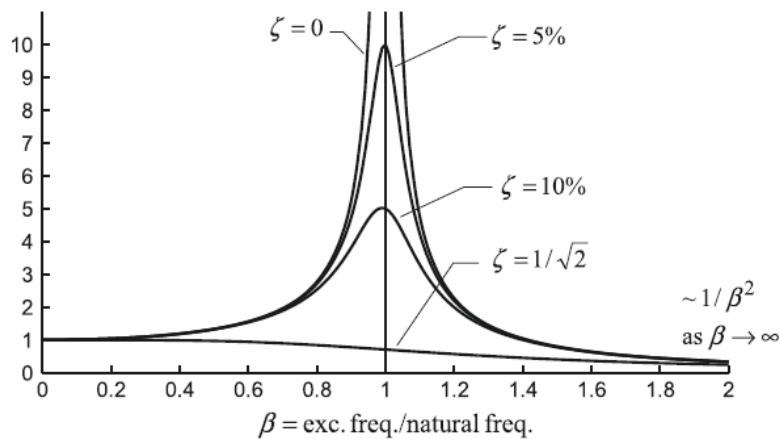
### 3.1.2. Resonancia

La resonancia es el fenómeno que ocurre cuando un cuerpo es alterado por una fuerza que crea un movimiento armónico forzado y la frecuencia de aplicación de esta fuerza coincide con la frecuencia natural del cuerpo. Durante la resonancia, la amplitud del movimiento puede alcanzar valores muy grandes, lo que implica valores de energía superiores a los que el cuerpo puede asimilar y puede suponer grandes desplazamientos o daños estructurales [25].

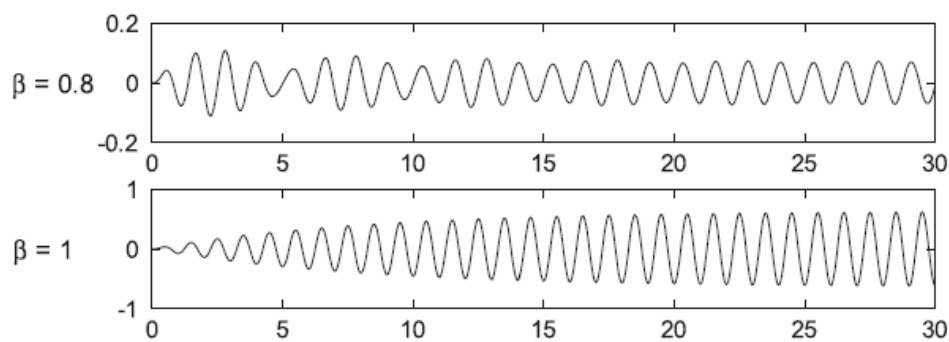
$$A(\beta) = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \quad (\text{Factor de amplificación dinámica}) \quad (3.1.21)$$

$$\beta = \frac{\text{frecuencia de excitación}}{\text{frecuencia natural}} \quad (3.1.22)$$

$$\zeta = \text{relación amortiguamiento} [\%] \quad (3.1.23)$$



**Figura 54.** Factor de amplificación dinámico [25]



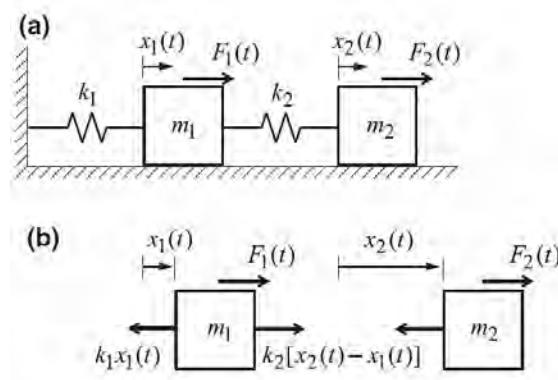
**Figura 55.** Respuesta a una excitación sinusoidal [25]

### 3.1.3. Vibración con MGD

La dinámica de una estructura generalmente se rige por múltiples grados de libertad (MGDL). Si se cuenta con varios grados de libertad, la extensión de los conceptos de 1GDL a un sistema MGD más general, con  $n$  grados de libertad, es un sencillo proceso. El sistema físico se compone simplemente de una interconexión de los modelos idealizados de 1GDL, como el ilustrado en la figura 56, y se describe mediante la ecuación matricial mostrada a continuación, donde  $M$  es la matriz de masas,  $C$  la matriz de amortiguamiento,  $K$  la matriz de rigidez y los vectores de  $X$  serán el vector desplazamiento, el de velocidad y el de aceleración.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = F(t) \quad (3.1.24)$$

Como ejemplo, un caso sencillo será la estructura de dos GDL sin amortiguamiento, como la que se muestra en la figura 56. Se aplicará el sistema de ecuaciones como se muestra a continuación.



**Figura 56.** Problema con dos grados de libertad [25].

$$m_1 \ddot{x}_1(t) = -k_1 x_1(t) + k_2 [x_2(t) - x_1(t)] + F_1(t) \quad (3.1.25)$$

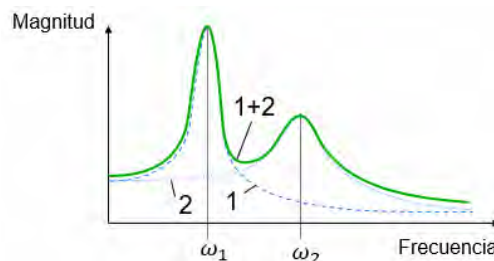
$$m_2 \ddot{x}_2(t) = -k_2 [x_2(t) - x_1(t)] + F_2(t) \quad (3.1.26)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix} \quad (3.1.27)$$

La solución de la ecuación sin excitación conduce nuevamente a los parámetros modales (raíces de la ecuación) del sistema. Sin embargo, para el caso MGD, existe un vector de desplazamiento único llamado forma del modo para cada frecuencia y atenuación distintas.

Las ecuaciones de movimiento para el caso de vibración forzada también conducen a la respuesta de frecuencia del sistema. Puede escribirse como una suma ponderada de los sistemas 1GDL. La ponderación, a menudo llamada el factor de participación modal, es una función de coeficientes de excitación y de forma de modo en los grados de libertad de entrada y salida.

El factor de participación identifica la cantidad en la que cada modo contribuye a la respuesta total en un punto particular. En la figura 57 se muestra un ejemplo con 2 grados de libertad que muestra las contribuciones modales individuales (en azul) y su combinación (línea verde).



**Figura 57.** Respuesta de un sistema de 2 GDL [31]



### 3.1.4. Modos de vibración.

Primero se considera la vibración libre no amortiguada de una estructura con varios GDL para ilustrar las características básicas, es decir, la existencia de más de una frecuencia natural, cada una asociada con un patrón de vibración espacial llamado "forma de modo". Cuando no hay amortiguación ( $C = 0$ ) y la fuerza aplicada está ausente se reduce a

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (3.1.28)$$

Suponga la solución de la forma  $\{X\} = \psi * \eta(t)$ , donde:

- $\psi$  es un vector constante.
- $\eta(t)$  es una función escalar del tiempo.

Esto supone que las variaciones espaciales y temporales son "separables". No es necesario que sea cierto, pero más adelante se deberá revisar para llegar a la solución correcta [25]. Sustituyendo  $x(t) = \psi\eta(t)$  y  $\ddot{x}(t) = \psi\ddot{\eta}(t)$  queda:

$$[K]\psi = -\frac{\ddot{\eta}(t)}{\eta(t)} [M]\psi \quad (3.1.29)$$

Teniendo en cuenta que debe servir para cualquier valor de tiempo ( $t$ ) y como  $[K]\psi$  y  $[M]\psi$  no dependen del tiempo, el cociente de  $\frac{\ddot{\eta}(t)}{\eta(t)}$  debe ser negativo. Si sustituimos este cociente por  $-\omega^2$ , siendo  $\omega$  un número real positivo, se puede extraer una ecuación para el tiempo y otra para el espacio:

$$\ddot{\eta}(t) + \omega^2\eta(t) = 0 \quad (\text{Tiempo}) \quad (3.1.30)$$

$$[K]\psi = \omega^2 [M]\psi \quad (\text{Espacio}) \quad (3.1.31)$$

La segunda ecuación se corresponde con el generalizado problema de autovalores, con el autovalor  $\lambda = \omega^2$  y el autovector  $\psi \neq 0$ . La raíz cuadrada del autovalor coincide con la frecuencia natural y el autovector indica la forma de modo [25].

Por definición de un problema de autovalores, si se usa un vector arbitrario  $\psi$ , el vector  $K\psi$  no necesita ser un escalar múltiplo del vector  $M\psi$ . Para que esto se cumpla la constante de proporcionalidad (autovalor= $\lambda$ ) no será arbitraria.

Por tanto, la ecuación del espacio puede reescribirse como un problema de autovalores de la siguiente manera:

$$[K - \lambda M]\psi = 0 \quad (3.1.32)$$

Para que exista una solución no trivial de  $\psi$ , es decir ( $\psi \neq 0$ ), el determinante de la matriz anterior debe ser cero:

$$|K - \lambda M| = 0 \quad (3.1.33)$$

La operación de ese determinante será un polinomio de grado  $n$ , lo que implicará  $n$  valores propios o autovalores. Elegido un autovalor se obtendrá el autovector asociado, obteniendo así la frecuencia natural y el modo de vibración [25].

#### Propiedades de ortogonalidad.

El modelo modal calculado tiene una propiedad que se muestra a continuación, la propiedad de ortogonalidad.

$$[\psi]^T [M] [\psi] = [m_r] \quad (3.1.34)$$

$$[\psi]^T [K] [\psi] = [k_r] \quad (3.1.35)$$

Y siendo  $m_r$  y  $k_r$  la masa modal y la rigidez modal del modo  $r$ , como la matriz de autovectores no es única, estos valores tampoco, por lo que se hace la siguiente normalización:

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [I] \quad (3.1.36)$$

$$[\phi]^T [K] [\phi] = [\omega_r^2] = [m_r]^{-1} [k_r] \quad (3.1.37)$$

La relación entre los modos normalizados ( $\phi$ ) y los calculados ( $\psi$ ) es:

$$\{\phi\}_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}} \{\psi\}_r \quad (3.1.38)$$

Además la propiedad de ortogonalidad conlleva:

$$\{\psi\}_s^T [K] \{\psi\}_r = 0; \quad \text{Con } r \neq s \quad (3.1.39)$$

$$\{\psi\}_r^T [K] \{\psi\}_r = k_r; \quad \text{Con } r = s \quad (3.1.40)$$

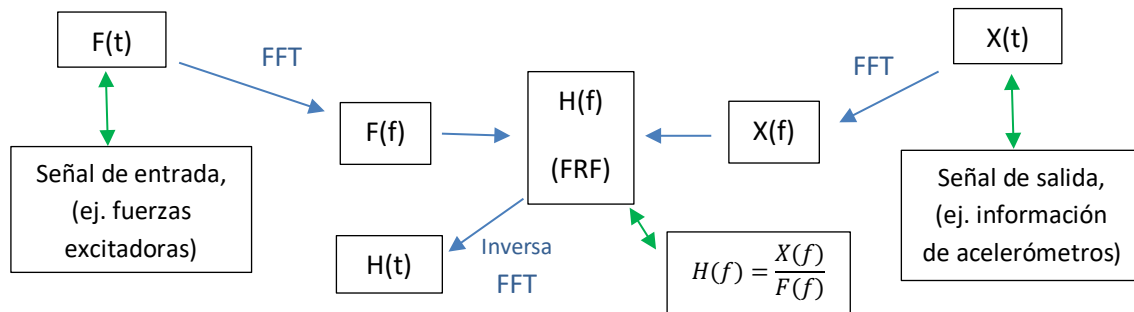
### 3.1.5. Función de Respuesta de la Frecuencia (FRF)

En el análisis modal de una estructura se pretende entender y relacionar las características conocidas, generalmente fuerzas de excitación, aplicadas sobre la estructura con las señales de respuesta de dicha estructura. La relación entre ambas partes se describe mediante la función de respuesta de la frecuencia (FRF).

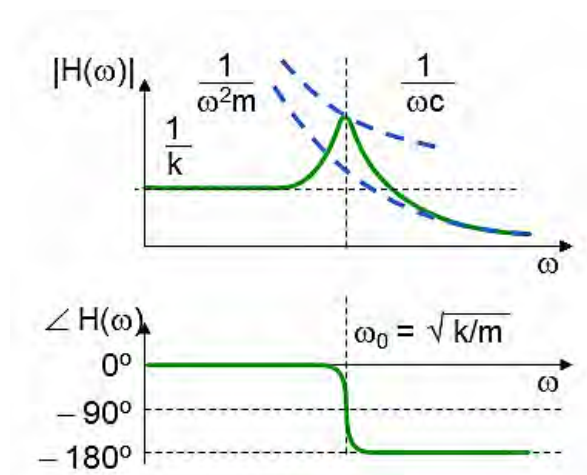
Por tanto, la FRF expresa la respuesta de una estructura ante una excitación entre los puntos de medición. Utilizando varios puntos de medición se puede construir una imagen del comportamiento dinámico de la estructura a través de la FRF.

La FRF es un modelo basado en el dominio de la frecuencia, por tanto, la entrada y la salida del sistema estarán en el mismo dominio para poder relacionarlas. Esto implica la necesidad de aplicar la transformada rápida de Fourier (FFT) para poder relacionar el dominio del tiempo con el dominio de la frecuencia.

La FRF representa, por tanto, la relación compleja entre los espectros de entrada y de salida, describiéndose mediante una magnitud y una fase.



La interpretación física de la FRF es que una fuerza de estrada sinusoidal a una frecuencia específica producirá una salida sinusoidal a la misma frecuencia. Además describe las propiedades dinámicas de un sistema independientemente del tipo de señal utilizado para la excitación.



**Figura 58.** Representación de la FRF para 1GDL [31]

## 3.2. Técnicas de mediciones para el análisis modal.

En este apartado se realizará una introducción a las técnicas utilizadas para realizar análisis modales de manera experimental. Se pueden distinguir las tres técnicas más frecuentes, la prueba de impacto, la prueba de agitación y el análisis modal operacional.

### 3.2.1. Prueba de impacto.

Esta técnica consiste en generar una excitación en la estructura mediante un impulso o impacto generado por un martillo. La amplitud o nivel de energía aplicado a la estructura dependerá de

la masa y la velocidad del martillo. Debido a que la velocidad es difícil de contralar se suele jugar con la masa para definir la energía aplicada. Permite excitar frecuencias hasta un rango de 5 a 10 kHz, en función del tamaño del martillo.

El martillo tiene un transductor de fuerza piezoeléctrico capaz de medir la fuerza de excitación. Un transductor es un dispositivo que recibe energía de una naturaleza determinada y exporta, con características dependientes, otra energía de diferente naturaleza, por tanto la fuerza aplicada por el martillo será recogida como una señal de voltaje proporcional. Es muy importante la medida de la señal de la fuerza en el impacto porque la señal posterior puede estar alterada por ruidos eléctricos o vibraciones del martillo. Por esta misma razón es importante elegir una buena ventana en la que estudiar la señal recogida.

Esta técnica es frecuente en el análisis modal de sistemas estructurales lineales porque la fuente de excitación se puede mover con facilidad mientras que los acelerómetros, que recogerán la reacción de la estructura, siguen en posiciones determinadas [32].

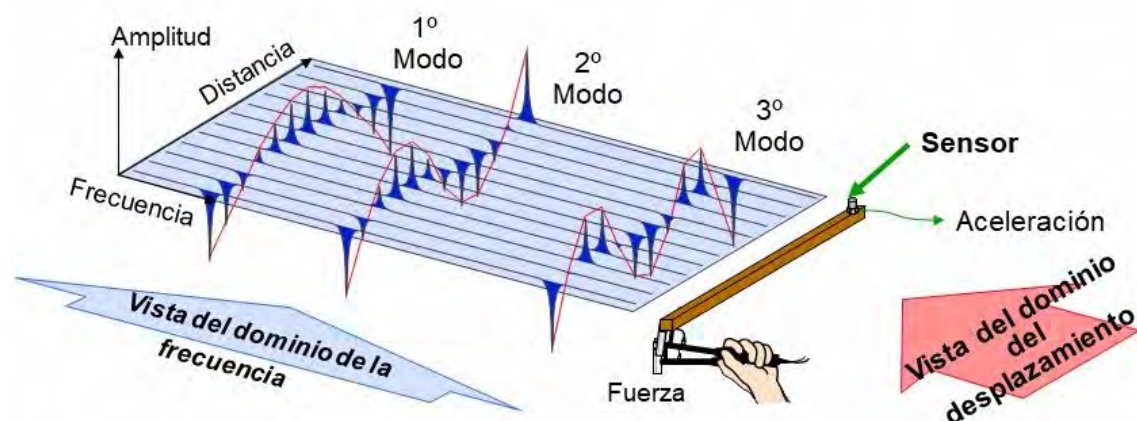


Figura 59. Test de impacto para una viga libre [31]

Al excitar la viga con el martillo por medio de un transductor de fuerza en varios puntos, es posible calcular las respuestas de frecuencia con respecto al punto donde se encuentre el sensor o acelerómetro. Los impulsos de martillo serán conocidos y se aplicarán en los puntos que se consideren oportunos (conocido de  $F_1$  hasta  $F_n$ ). Los datos de salida ( $X_n$ ) se conocerán puntualmente, dependiendo del número de sensores colocados.

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ H_{31} & \vdots & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} & \cdots & H_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{pmatrix} \quad (3.2.1)$$

### 3.2.2. Prueba de agitación.

Este tipo de prueba se realiza con un dispositivo, normalmente electromagnético, que aplica unas fuerzas alternativas sobre la estructura agitándola y excitándola hasta un rango de 30 o 50 KHz.

El problema de este tipo de ensayo es que la instalación de los transductores de fuerza puede aumentar la masa de la estructura y alterar su comportamiento real. Además habrá que tener en cuenta que las vibraciones generadas por el dispositivo agitador durante su funcionamiento no afecten al estudio de la estructura [32].

Esta técnica es más compleja que el test de impacto con el martillo, pero a cambio ofrece mayores posibilidades de repetición y mayor transmisión de datos tanto de entrada como de salida.

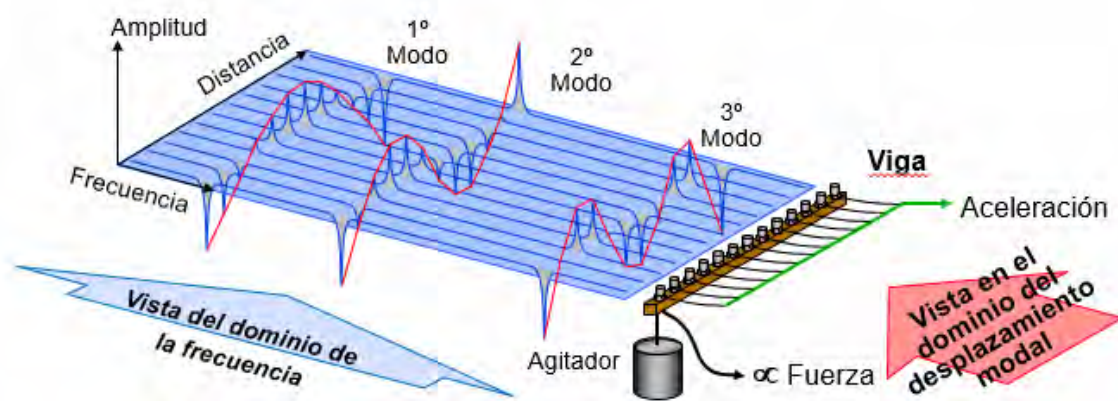


Figura 60. Representación del estudio modal por agitación [31]

### 3.2.3. Análisis modal operacional.

Este tipo de estudio consiste en determinar parte de las propiedades modales de la estructura usando solo el ambiente y las fuerzas de servicio que actúan sobre la misma. De esta manera se puede analizar la estructura en sus condiciones de trabajo pero no se conocen las fuerzas de entrada no se podrá obtener la misma cantidad de información que en los tipos de ensayos anteriores. De hecho, al no conocer las fuerzas de entrada no se podrá obtener una medida de las FRF del sistema.

### 3.3. Introducción al Método de Elementos Finitos

Para analizar ciertas estructuras es común recurrir a la creación de un modelo que las represente. Cuando ese modelo es complejo y no se resuelve con una operación global, se puede recurrir a otra estrategia para llegar a la solución, como puede ser el método de elementos finitos.

Este método consiste en dividir el modelo de estudio en “elementos”, componentes más pequeños y particulares, con el objeto de conocer su comportamiento de una manera más fácil y posteriormente reconstruir el modelo de estudio para analizarlo de forma global.

La división del modelo, operación conocida como discretización, trata de realizarse imitando la forma del modelo inicial (o sistema continuo) lo máximo posible. Una vez discretizado el sistema continuo se obtiene un número finito de elementos y puntos característicos asociados llamados “nodos”. Al conjunto formado por los elementos y los nodos se le denomina “malla”.

Generada la malla, las incógnitas del problema se convierten los valores funciones matemáticas en sus nodos y la conducta de cada elemento se conocerá por la interpolación del comportamiento de los nodos.

La solución del sistema continuo será el ensamblaje de los elementos siguiendo las mismas normas que se utilizan en los problemas discretos y se basará en ecuaciones matriciales. Gracias al desarrollo técnico en los sistemas computacionales, se ha conseguido resolver problemas complejos incluso con un alto número de elementos.

Como se ha comentado anteriormente, el comportamiento dinámico de una estructura se define por el modelo modal. Es posible recurrir al método de elementos finitos para obtener dicho modelo o al menos buena una aproximación previa al análisis experimental.

### 3.4. Análisis modal y el sistema de escape.

En este trabajo se tratará de determinar las frecuencias propias de un sistema de escape para comprobar si, debido las vibraciones producidas durante el funcionamiento del motor y/o movimiento de la motocicleta, los elementos de dicho sistema entrarían en resonancia.

Como ya se ha visto, un sistema de escape de un vehículo además de emitir gases generados por el motor de un vehículo, también reduce el ruido generado por la combustión de combustible en el motor y consta de tuberías que se extienden desde el colector hasta la salida. Tal estructura no es ventajosa en términos de prevención de vibraciones. Su estructura debe diseñarse de acuerdo con la disposición del chasis y otros elementos del vehículo, lo que plantea desafíos cuando se necesita cambiar su diseño.

Los factores principales que influyen en la vibración del sistema de escape son las vibraciones transferidas desde el motor y la excitación de la carretera. Por ejemplo, la vibración causada por

las irregularidades del camino se transfiere al sistema de escape a través de sus puntos de montaje. Estas vibraciones tienen efectos adversos en la comodidad de la conducción y el ruido generado por el zumbido, el chirrido y el traqueteo percibidos por el usuario.

La vibración del sistema de escape del vehículo se puede reducir diseñando la frecuencia de resonancia del sistema de escape para que sea diferente de las frecuencias naturales de otras partes del vehículo. Otro método es reducir la excitación de entrada transferida desde el motor instalando silentblocks o cambiando las posiciones de los componentes.

La vibración causada por la combustión en un motor de cuatro tiempos es la parte más importante del diseño de un sistema de escape. Dichas frecuencias de resonancia se pueden medir utilizando la excitación de barrido sinusoidal o una prueba de martilleo de impacto [15].

## 4. Aspectos normativos referidos al proceso de homologación de escapes de motocicleta.

### 4.1. Introducción al proceso de homologación

Se conoce por homologación al procedimiento por el cual una autoridad oficial, en este caso un Estado miembro de la Unión Europea, legitima que un tipo de vehículo, un sistema, una unidad técnica o un componente cumple los requisitos técnicos establecidos por las directivas específicas [16].

Atendiendo al Real Decreto 750/2010 (incluyendo sus actualizaciones), por el que se regulan los procedimientos de homologación de vehículos de motor y sus piezas para que puedan ser comercializadas en el mercado español, se puede observar los diferentes tipos de homologación y las instrucciones y requisitos exigidos para conseguirlas.

Por ejemplo, en el capítulo II, artículo 4 de dicho decreto, se muestran los requerimientos previos que debe tener un fabricante que desee homologar su producto y la documentación que deberá presentar ante la autoridad de homologación.

Además atendiendo a la actualización de los anexos del RD 750/2010, se debe acudir al Reglamento (UE) nº 168/2013 ya que tiene por objeto instaurar normas armonizadas para la homologación de tipo de vehículos de categoría L (vehículos de motor de dos o tres ruedas y cuadriciclos).

Existen varios tipos de homologación para los vehículos o componentes. La homologación que se tratará en este caso es la “homologación de tipo UE”, definida en el Reglamento (UE) nº 168/2013 como el procedimiento a través del cual un Estado miembro del UE certifica que un tipo de vehículo, sistema, componente o unidad técnica independiente alcanza los correspondientes requisitos administrativos y técnicos presentes en dicho reglamento. [17]

Para seguir el procedimiento de homologación es importante distinguir entre “servicio técnico” y “fabricante”. El servicio técnico es la organización u organismo elegido para realizar ensayos o inspecciones en nombre de las autoridades de homologación de un Estado miembro. Las propias autoridades podrán llevar a cabo también esta función. Unos de los Servicios Técnicos de homologación más conocidos en España son Applus Idiada e INTA (Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial).

El fabricante será la persona (física o jurídica) responsable ante la autoridad de homologación de todos los puntos del proceso de homologación, de la correcta producción y vigilancia del producto. [17]

Para llevar a cabo la homologación, una vez que el servicio técnico ha confirmado que el vehículo, sistema, unidad técnica independiente cumple con los requisitos pertinentes mediante los ensayos, remite un certificado de homologación que lleva asociado un código determinado.



## 4.2. Tipos de homologación y otras definiciones.

Como ya hemos comentado anteriormente, el Real Decreto 750/2010 regula los procedimientos administrativos para que los vehículos o piezas para ellos puedan recibir la homologación en España. En este decreto se definen los distintos tipos de homologación:

- Homologación de tipo: “el procedimiento mediante el cual un Estado miembro del Espacio Económico Europeo (EEE) certifica que un tipo de vehículo, sistema, componente o unidad técnica independiente cumple las correspondientes disposiciones administrativas y requisitos técnicos pertinentes” (RD 750/2010, de 4 de julio).
- Homologación de tipo de un sistema: homologación de tipo por la que una autoridad de homologación legítima que un sistema instalado en un vehículo de un tipo específico verifica los requisitos administrativos y técnicos correspondientes [17].
- Homologación de tipo nacional: procedimiento determinado por la legislación nacional de un Estado miembro del EEE que otorga una homologación solo válida en el territorio de ese Estado miembro [16].
- Homologación individual: “procedimiento por el cual se certifica que un vehículo en particular, ya sea singular o no, cumple las disposiciones administrativas y requisitos técnicos del presente real decreto” (RD 750/2010, de 4 de julio).

Además de los tipos de homologación, existen otras definiciones importantes a la hora de llevar a cabo el proceso de homologación y que también aparecen en el Real Decreto 750/2010:

- Estación de Inspección Técnica de Vehículos (ITV): Instalaciones cuya función es realizar inspecciones técnicas acordes al Reglamento General de Vehículos sobre los vehículos y sus componentes y accesorios. Deben estar habilitadas por el órgano oportuno de la Comunidad Autónoma del territorio donde estén situadas [16].
- Reforma de vehículo: “Toda modificación, sustitución, actuación, incorporación o supresión efectuada en un vehículo después de su matriculación y en remolques ligeros después de ser autorizados a circular, que o bien cambia alguna de las características del mismo, o es susceptible de alterar los requisitos reglamentariamente aplicables contenidos en el Real Decreto 2028/1986, de 6 de junio. Este término incluye cualquier actuación que implique alguna modificación de los datos que figuran en la tarjeta de ITV del vehículo” (RD 750/2010, de 4 de julio).
- Manual de Reformas de Vehículos: Documento que determina las reformas tipificadas, su codificación y la documentación precisa para su tramitación. Deberá estar disponible para cualquier consulta en las estaciones de ITV y se actualizará cuando cambie la tipificación de las reformas o los criterios reglamentarios en materia de vehículos, tanto a nivel nacional como de la Unión Europea [16].

### 4.3. Marco regulatorio.

Para homologar un vehículo o componente de él es necesario conocer la legislación que aplica al proceso. Actualmente existen dos marcos regulatorios a los que atender para conseguir la homologación.

Si se realiza la homologación por medio de la **Unión Europea (UE)** hay que atender a las normativas que se definen desde Bruselas y afectan a todos los vehículos que quieran comercializarse en la UE. Estas normativas se expresan a través de dos tipos de actos legislativos.

- Directivas UE: son actos legislativos cuyos objetivos se deben cumplir en todos los países de la UE. Sin embargo, corresponde a cada país elaborar sus propias leyes sobre cómo alcanzar esos objetivos.
- Reglamento UE: son actos legislativos vinculantes. Se aplican en su integridad de forma obligatoria e inmediata en toda la UE.

Por otro lado, existe el Foro Mundial para la Armonización de la Reglamentación sobre Vehículos, grupo de trabajo (WP.29), perteneciente a la División de Transporte Sostenible de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE). Es un foro regulatorio mundial único dentro del marco institucional del Comité de Transporte Interior de la CEPE.

Los reglamentos de la **Naciones Unidas** (reglamentos CEPE o UNECE), basados en el “Acuerdo 1958”, contienen disposiciones (para vehículos, sus sistemas, partes y equipos) relacionadas con aspectos de seguridad y medioambientales. Incluyen requisitos de prueba orientados al rendimiento, así como procedimientos administrativos. Estos últimos abordan la homologación (de sistemas de vehículos, partes y equipos), la conformidad de la producción (es decir, los medios para demostrar la capacidad, para los fabricantes, de producir una serie de productos que coincidan exactamente con las especificaciones de homologación) y el reconocimiento mutuo de las homologaciones de tipo otorgadas por las Partes Contratantes.

Con el objetivo de crear regulaciones para un mayor número de países nace el “Acuerdo de 1998”. Este acuerdo concierne que las Partes Contratantes establecerán los Reglamentos Técnicos Mundiales de las Naciones Unidas (“Global Technical Regulations de las Naciones Unidas”) en un Registro Mundial de las Naciones Unidas. Los GTR de las Naciones Unidas contienen requisitos y procedimientos de prueba armonizados a nivel mundial. Proporcionan un marco regulatorio predecible para la industria automotriz mundial, los consumidores y sus asociaciones. No contienen disposiciones administrativas para las homologaciones de tipo y su reconocimiento mutuo.

Estos reglamentos creados por Naciones Unidas son de carácter voluntario, cada país decide la forma y fecha de aplicación de los mismos.

#### **4.3.1. Reglamento (UE) nº 168/2013 del Parlamento Europeo y del Consejo.**

El Reglamento UE nº 168/2013, como se ha comentado anteriormente, hace referencia a la homologación de los vehículos de tres o dos ruedas y los cuadriciclos, así como a la vigilancia del mercado de los mismos. En él se establece la normativa actual (Euro 4) y la Euro 5, que entrará en vigor en 2020 y se derogan una serie de directivas con el objetivo de simplificar y unificarlas en este reglamento, entre las que destaca la directiva 2002/24/CE.

En este reglamento, además de indicar los requisitos que debe cumplir un vehículo para obtener la homologación de tipo UE, recibiendo el fabricante del vehículo un certificado de homologación de tipo, se exige a los fabricantes a expedir, por cada producto, un certificado de conformidad con la homologación de tipo. De esta manera, el vehículo que cuente con este certificado podrá ser comercializado y matriculado en toda la Unión Europea.

La UE forma parte del Acuerdo de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas sobre la instauración de requisitos técnicos aplicables a los vehículos y sus accesorios y sobre el reconocimiento de homologaciones concedidas en base a esos requisitos. Para ello se derogarán directivas y se trasladarán al reglamento 168/2013 sin disminuir el nivel de protección. Cuando proceda, se remplazarán por referencias a los correspondientes reglamentos de la CEPE que hayan recibido el voto positivo de la unión.

Ateniendo al capítulo 1 de este reglamento, en el artículo 4 se definen la categoría de vehículos L. Concretamente, se presentará atención a la categoría L3 ya que este trabajo tratará sobre una motocicleta de más de 50 cm<sup>3</sup> y con una velocidad máxima de superior a 50 km/h.

En el capítulo 2 se exponen las obligaciones generales para los Estados Miembros, las autoridades de homologación, de los fabricantes y de los importadores. En el capítulo 3 se muestran los requisitos fundamentales, que se especifican en los anexos del II al VIII. Cabe destacar que en el artículo 23 y 24 se presentan los requisitos relativos a la eficacia medioambiental. También conviene destacar el capítulo 4 se presentan los procedimientos de homologación de tipo UE, incluyendo en el artículo 31 las disposiciones específicas sobre sistemas o componentes.

| Categoría          | Denominación de la categoría       | Criterios comunes de clasificación   |
|--------------------|------------------------------------|--|
| L3e <sup>(2)</sup> | Motocicleta de dos ruedas          | (4) dos ruedas y propulsada por una propulsión según se enumera en el artículo 4, apartado 3, y<br>(5) masa máxima = masa técnicamente admisible declarada por el fabricante y<br>(6) vehículos de dos ruedas que no puedan clasificarse como vehículos de la categoría L1e.   |
| Subcategorías      | Denominación de las subcategorías  | Criterios de subclasificación adicionales  |
| L3e-A1             | Motocicleta de prestaciones bajas  | (7) cilindrada $\leq 125 \text{ cm}^3$ y<br>(8) potencia nominal o neta continua máxima <sup>(1)</sup> $\leq 11 \text{ kW}$ y<br>(9) relación potencia <sup>(1)</sup> /peso $\leq 0,1 \text{ kW/kg}$ .   |
| L3e-A2             | Motocicleta de prestaciones medias | (7) potencia nominal o neta continua máxima <sup>(1)</sup> $\leq 35 \text{ kW}$ y<br>(8) relación potencia <sup>(1)</sup> /peso $\leq 0,2 \text{ kW/kg}$ y<br>(9) no derivada de un vehículo equipado de un motor de más del doble de su potencia <sup>(1)</sup> y<br>(10) vehículos de la categoría L3e que no pueda clasificarse con arreglo a los criterios de subclasificación adicionales 7, 8 y 9 de los vehículos L3e-A1. |
| L3e-A3             | Motocicleta de prestaciones altas  | (7) cualquier otro vehículo de categoría L3e que no pueda clasificarse con arreglo a los criterios de clasificación de los vehículos L3e-A1 o L3e-A2.  |

| Subsubcategorías          | Denominación de las subsubcategorías | Criterios de subsubclasificación adicionales a los criterios de subclasificación de los vehículos L3e-A1, L3e-A2 o L3e-A3  |
|---------------------------|--------------------------------------|--|
| L3e-AxE<br>(x = 1, 2 o 3) | Motocicleta enduro                   | (a) altura del asiento $\geq 900 \text{ mm}$ y<br>(b) distancia mínima al suelo $\geq 310 \text{ mm}$ y<br>(c) relación de transmisión en la marcha superior (relación de transmisión primaria $\times$ relación de transmisión secundaria a velocidad máxima $\times$ relación de transmisión final) $\geq 6,0$ y<br>(d) masa en orden de marcha más la masa de las baterías de propulsión en caso de propulsión eléctrica o híbrida $< 140 \text{ kg}$ y<br>(e) ausencia de plaza de asiento para un segundo ocupante. |
| L3e-AxT<br>(x = 1, 2 o 3) | Motocicleta trial                    | (a) altura del asiento $\geq 700 \text{ mm}$ y<br>(b) distancia mínima al suelo $\geq 280 \text{ mm}$ y<br>(c) capacidad del depósito de combustible $\leq 4$ litros, y<br>(d) relación de transmisión en la marcha superior (relación de transmisión primaria $\times$ relación de transmisión secundaria a velocidad máxima $\times$ relación de transmisión final) $\geq 7,5$ y<br>(e) masa en orden de marcha $\leq 100 \text{ kg}$ y<br>(f) ausencia de plaza de asiento para un segundo ocupante.                  |

Figura 61. Tabla del anexo I del R (UE) nº 168/2013. Clasificación de vehículos

En los siguientes capítulos se tratan otros temas como las modificaciones de las homologaciones, validez de la homologación, certificados, comercialización, reglamentos internacionales, designación y notificación de los servicios técnicos, etc.

También es importante atender a los anexos porque en ellos aparecen los requisitos en materia medioambiental como son los límites de emisiones del tubo de escape, nivel de sonoridad admisible, durabilidad de los dispositivos de control de la contaminación, etc.

#### 4.4. Normativa aplicable al sistema de escape.

Debido a que la sustitución o modificación de la disposición, el volumen, el silencioso o el catalizador del sistema de escape se considera una reforma del vehículo, consultando la última versión del Manual de Reformas, el sistema de escape distinto al original debe cumplir con los requisitos que se encuentran establecidos en los reglamentos determinados a continuación y que complementan al reglamento R(UE) 168/2013:

- Nivel sonoro admisible: R (UE) nº 134/2014 Anexo IX.
- Par máximo y potencia máxima neta del motor: R (UE) nº 3/2014 Anexo XVIII.
- Medidas contra la contaminación atmosférica: R (UE) 134/2014 Anexo II, III, V.
- Salientes exteriores: R (UE) nº 44/2014 Anexo VIII.

| MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS<br>II.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS L, QUADS Y UTV<br>Grupo N° 2. Unidad Motriz<br>(2.6) |                               |       |      |     |     |     |     |     |              |     |              |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|--|-------------------------------|-------|------|-----|-----|-----|-----|-----|--------------|-----|--------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| CAMPO DE APLICACIÓN  |                               |       |      |     |     |     |     |     |              |     |              |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| Quad*  | SbS*                          | L1e   |      | L2e |     | L3e |     |     |              | L4e |              |     | L5e |     | L6e |     | L7e |     |     |     |     |     |     |     |
|  |                               | A     | B    | P   | U   | A1  | A2  | A3  | Ax x=(1,2,3) | A1  | A2           | A3  | A   | B   | A   | B   | A   |     | B   |     | C   |     |     |     |
|  |                               |       |      |     |     |     |     |     |              |     |              |     |     |     |     |     | P   | U   | 1   | 2   | 1   | 2   | P   | U   |
| SI   | SI                            | SI    | SI   | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI           | SI  | SI           | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  | SI  |
| ACTOS REGLAMENTARIOS   |                               |       |      |     |     |     |     |     |              |     |              |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| Sistema afectado   | Referencia                    | Quad* | SbS* | A   | B   | P   | U   | A1  | A2           | A3  | Ax x=(1,2,3) | A1  | A2  | A3  | A   | B   | A   | B   | A   |     | B   |     | C   |     |
| Salientes exteriores   | R(UE) 44/2014 Anexo VIII      | (1)   | (1)  | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1)          | (1) | (1)          | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) | (1) |
| Emisiones contaminantes  | R(UE) 134/2014 Anexo II,III,V | -     | -    | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2)          | (2) | (2)          | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) |
| Nivel sonoro admisible   | R(UE) 134/2014 Anexo IX       | (2)   | (2)  | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2)          | (2) | (2)          | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) |
| Potencia nominal o neta continua máxima y/o limitación de la velocidad   | R(UE)3/2014 Anexo XVIII       | (2)   | (2)  | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2)          | (2) | (2)          | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) | (2) |
| Ver Apartado 4 del preámbulo   |                               |       |      |     |     |     |     |     |              |     |              |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |

Figura 62. Manual de reformas. 4ª Revisión. Sección II: Vehículos de categoría L. Grupo 2-6. Pág. 2

En la figura 62 y 63 se muestran unas capturas de las páginas del Manual de Reformas, en su cuarta revisión, que aplican al sistema de escape: Sección II: Vehículos de categoría L, Quads y UTV. Grupo 2-6.

|   |                                    |                               |                               |                                |
|---|------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| <b>MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS</b><br>II.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS L, QUADS Y UTV<br><b>Grupo Nº 2. Unidad Motriz</b><br><b>(2.6)</b>   |                                    |                               |                               |                                |
| <b>DOCUMENTACIÓN NECESARIA</b>  |                                    |                               |                               |                                |
| <b>Proyecto Técnico</b>   | <b>Certificación final de obra</b> | <b>Informe de Conformidad</b> | <b>Certificado del Taller</b> | <b>Documentación adicional</b> |
| NO  | NO                                 | SI                            | SI                            | NO                             |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>Informe de conformidad</li> <li>Certificado del Taller</li> </ul>  |                                    |                               |                               |                                |
| <b>CONJUNTO FUNCIONAL</b>   |                                    |                               |                               |                                |
| El titular del vehículo o la persona por él autorizada aportará:<br>- Copia de la Resolución de la Autoridad de homologación.<br>- Informe según Anexo II.<br>- Certificado del taller según Anexo III. |                                    |                               |                               |                                |
| <b>INSPECCIÓN ESPECÍFICA.</b>   |                                    |                               |                               |                                |
| <b>PUNTOS A VERIFICAR SEGÚN MANUAL DE PROCEDIMIENTO DE INSPECCIÓN DE LAS ESTACIONES ITV (SECCIÓN II)</b>  |                                    |                               |                               |                                |
| Capítulo 2. - Acondicionamiento Exterior, Carrocería y Chasis<br>Capítulo 5. - Emisiones<br>Capítulo 9. - Motor y Transmisión.  |                                    |                               |                               |                                |
| <b>NORMALIZACIÓN DE LA ANOTACIÓN DE LA REFORMA EN LA TARJETA ITV</b>  |                                    |                               |                               |                                |
| ____/____/____ Incorpora/modifica sistema de escape _____<br><br><div style="text-align: center;">(Firma y sello)</div><br><br><div style="text-align: center;">ITV Nº NNNN</div>                       |                                    |                               |                               |                                |

**Figura 63.** Manual de reformas. 4ª Revisión. Sección II: Vehículos de categoría L. Grupo 2-6. Pág. 3

A la hora de seguir los reglamentos anteriores se debe tener en cuenta el Reglamento Delegado (UE) 2016/1824 (de julio de 2016) que modifica el Reglamento Delegado (UE) nº 3/2014, el Reglamento Delegado (UE) nº 44/2014 y el Reglamento Delegado (UE) nº 134/2014 en lo referente, respectivamente, a los requisitos de seguridad funcional de los vehículos, de fabricación y las exigencias de eficacia medioambiental y rendimiento de la unidad de propulsión [18].



#### 4.4.1. Nivel sonoro admisible. Reglamento (UE) 134/2014 Anexo IX

Este anexo indica el procedimiento que debe seguirse para realizar los ensayos de tipo IX según lo establecido en la parte A del anexo V del Reglamento (UE) nº 168/2013.

En este caso, el vehículo será de categoría L3. Por tanto, el procedimiento de ensayo aplicable se puede encontrar en el reglamento nº 41 de la CEPE, que en parte concuerda con los ensayos descritos en el apéndice 2 del anexo IX del Reglamento (UE) 134/2018.

Las modificaciones descritas en el Reglamento 2016/1824 afectan a los puntos del 2.3 al 2.4.3 de este apéndice, introduciendo requisitos relativos a la manipulación de los elementos amortiguadores de ruido.

Los valores límites de nivel sonoro previos a la adhesión de la Unión Europea al Reglamento nº 41 de la CEPE aparecen reflejados en la parte D del anexo VI del Reglamento R (UE) 168/2013.

Actualmente los valores de nivel de sonido admitido para las motocicletas aparecen en el Reglamento nº 41 de la CEPE y dependen del resultado de varios ensayos realizados en base a normas concretas, analizando el ruido en movimiento y prestando especial atención al ruido que realiza la motocicleta a la velocidad que circularía por ciudad. En el caso de la motocicleta que trata este proyecto tiene un límite máximo de nivel sonoro de 90 dB para su homologación de 55 kW.

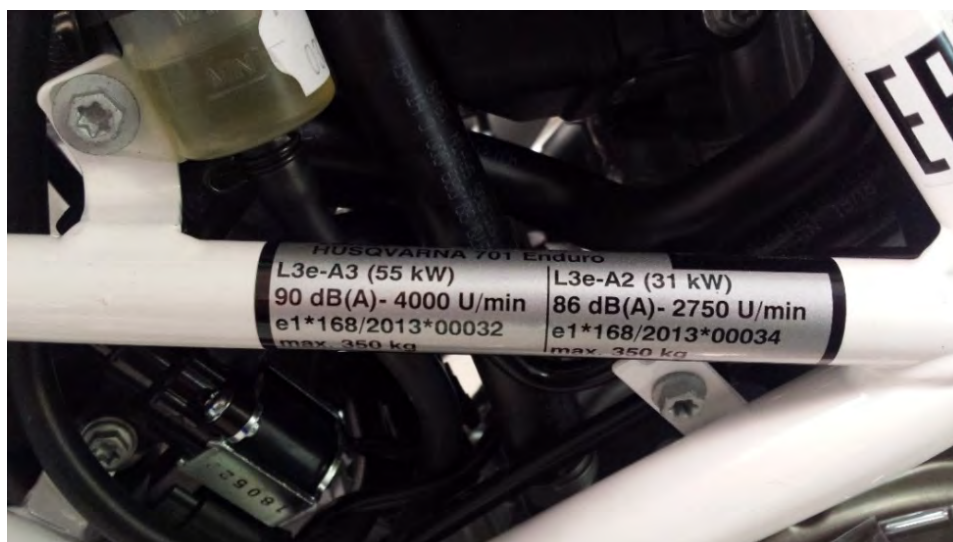


Figura 64. Datos de homologación en el chasis de la Husqvarna 701

#### 4.4.2. Emisiones. Reglamento (UE) 134/2014 Anexo II, III, V.

En este apartado se tratan los requisitos establecidos en relaciones a las emisiones de gases que se producen en el uso de la motocicleta.

Es importante destacar que el primer requisito que aparece en este reglamento es:

“Los componentes que puedan afectar a la emisión de gases contaminantes y de dióxido de carbono y al consumo de combustible deberán estar diseñados, contruidos y montados de manera que permitan al vehículo, en utilización normal y a pesar de las vibraciones a que pueda estar sometido, cumplir las disposiciones del presente anexo” (R(UE) 134/2014, de 16 de diciembre).

Por tanto, a la hora de diseñar un sistema de escape es necesario garantizar su integridad estructural y su correcto funcionamiento frente a las vibraciones generadas en el uso de la motocicleta, tanto del sistema completo como de sus componentes individuales.

#### **4.4.2.1. Anexo II. Requisitos de ensayo de tipo I: emisiones del tubo de escape tras un arranque frío.**

Hay que tener en cuenta las modificaciones que aparecen en el Reglamento Delegado (UE) 2016/1824 a los siguientes puntos:

- Del 4.5.5.2.1.1 al 4.5.5.21.1.2.
- Del 6.1.1.4.2 al 6.1.1.4.7
- El 6.1.1.5.1.1.
- Cuadro ap.1-1 del apéndice 1.
- Punto 1.1 del apéndice 2.
- Punto 3.2.1.3 del apéndice 11.

Este anexo proporciona un método armonizado para determinar los niveles de las emisiones de gases contaminantes y partículas y de dióxido de carbono. En él se definen el procedimiento para los ensayos de tipo I contemplados en la parte A del anexo V del Reglamento (UE) nº 168/2013. Estos procedimientos de ensayo están mundialmente armonizados por el ciclo específico de ensayo para motocicletas, el WMTC (World Motorcycle Test Cycle).

En los siguientes capítulos se tratan otros temas como las modificaciones de las homologaciones, validez de la homologación, certificados, comercialización, reglamentos internacionales, designación y notificación de los servicios técnicos, etc.

Las exigencias de eficacia aplicables para la homologación de tipo UE se muestran en las partes A, B y C del anexo VI del R (UE) 168/2013 se muestran en la tabla de la figura 65.

Es importante atender también a la subclasificación de los vehículos de la categoría L que se muestra en este reglamento en función de la cilindrada del motor y la velocidad máxima. Por ejemplo, una motocicleta de 690 cc que alcance una velocidad máxima superior a 150 Km/h pertenece a la clase 3 y se subclase 3-2. Esta clasificación sirve para concretar que partes de ciclo de ensayo del WMTC, especificadas en el apéndice 6, aplican a cada motocicleta. La subclase 3-2, mencionada anteriormente, aplicará, seguidas y en este orden, la parte 1 (en frío), la parte 2 y la parte 3 (ambas en caliente). Tras la subclasificación de los vehículos se detallan las especificaciones y procedimientos de los ensayos tipo I.



L 60/116

ES

Diario Oficial de la Unión Europea

ANEXO VI

Valores de los límites de emisiones de contaminantes, umbrales del DAB y valores de los límites del nivel de sonido para la homologación de tipo y la conformidad de la producción

(A) Límites para las emisiones del tubo de escape tras un arranque en frío

(A1) Euro 4

| Categoría de vehículo | Denominación de la categoría de vehículo         | Clase de propulsión                        | Fase Euro | Masa de monóxido de carbono (CO) | Masa total de hidrocarburos (HCT) | Masa de óxidos de nitrógeno (NO <sub>x</sub> ) | Masa de partículas (MP) | Ciclo de ensayo |
|-----------------------|--|--|-----------|----------------------------------|-----------------------------------|--|-------------------------|-----------------|
| L1e-A                 | Ciclo de motor                                   | PI/CI/híbrido                              | Euro 4    | 560                              | 100                               | 70   | L <sub>1</sub> (mg/km)  | CEPE R47        |
| L1e-B                 | Ciclomotor de dos ruedas                         | PI/CI/híbrido                              | Euro 4    | 1 000                            | 630                               | 170  | —                       | CEPE R47        |
| L2e                   | Ciclomotor de tres ruedas                        | PI/CI/híbrido                              | Euro 4    | 1 900                            | 730                               | 170  | —                       | CEPE R47        |
| L3e<br>L4e (7)        | — Motocicleta de dos ruedas con o sin sidecar    | PI/PI híbrido, v <sub>max</sub> < 130 km/h | Euro 4    | 1 140                            | 380                               | 70   | —                       | WMTC, fase 2    |
| L5e-A<br>L7e-A        | — Triciclo<br>— Quad pesado para carretera       | PI/PI híbrido, v <sub>max</sub> ≥ 130 km/h | Euro 4    | 1 140                            | 170                               | 90   | —                       | WMTC, fase 2    |
| L5e-B                 | Triciclo comercial                               | CI/CI híbrido                              | Euro 4    | 1 000                            | 100                               | 300  | 80 (8)                  | WMTC, fase 2    |
| L6e-A<br>L6e-B        | Quad ligero para carretera<br>Cuatrimóvil ligero | PI/PI híbrido                              | Euro 4    | 2 000                            | 550                               | 250  | —                       | CEPE R40        |
| L7e-B<br>L7e-C        | Quad pesado todo terreno<br>Cuatrimóvil pesado   | CI/CI híbrido                              | Euro 4    | 1 000                            | 100                               | 550  | 80 (8 <sup>5</sup> )    | CEPE R40        |
|                       |  |  | Euro 4    | 1 900                            | 730                               | 170  | —                       | CEPE R47        |
|                       |  |  | Euro 4    | 1 000                            | 100                               | 550  | 80 (8)                  | CEPE R47        |
|                       |  |  | Euro 4    | 2 000                            | 550                               | 250  | —                       | CEPE R40        |
|                       |  |  | Euro 4    | 1 000                            | 100                               | 550  | 80 (8 <sup>5</sup> )    | CEPE R40        |

Figura 65. Tabla de límites de emisiones. Anexo VI del R (UE) 168/2013

#### **4.4.2.2. Anexo III. Requisitos del ensayo de tipo II: Emisiones de escape en régimen de ralentí (aumentado) / aceleración libre.**

Este anexo muestra el procedimiento para el ensayo tipo II, que como se indica en la sección A del anexo V del R (UE) nº 168/2013, tiene el objeto de que el vehículo homologado cumpla los requisitos de la directiva 2009/40/CE.

Sobre los vehículos con motor de gasolina se aplica el ensayo de emisiones de tipo II como se indica en los puntos 3 (condiciones generales), 4 (descripción del procedimiento) y 5 (Cálculo de la concentración de CO) de este anexo.

Los valores medidos durante el ensayo a régimen de ralentí de cumplir los requisitos del punto 8.2.1.2 del anexo II de la directiva 2009/40/CE modificada por la directiva 2010/48/CE.

En el punto 6 de este anexo se describe el procedimiento del ensayo de aceleración libre y en el 7 se hace referencia a los resultados y requisitos de este ensayo, que se indican en punto 8.2.2.2 del anexo II de la directiva 2009/40/CE modificada por la directiva 2010/48/CE.

#### **4.4.2.3. Anexo V. Requisitos del ensayo de tipo IV: Emisiones de evaporación.**

Este anexo detalla cómo se debe realizar el ensayo de tipo IV, según se ve en la parte A del anexo V del Reglamento (UE) nº 168/2013.

En el apéndice 1 de este anexo se muestra el procedimiento para los ensayos de permeabilidad del material del depósito de combustible no metálico. En los apéndices 2 y 3 se describen las sistemáticas para determinar la pérdida de hidrocarburos por evaporación originarios de los sistemas de combustible de los vehículos. En el apéndice 4 figura el procedimiento de calibración para el equipo de ensayo de las emisiones de evaporación.

Este anexo no hace referencia directa al sistema de escape, por tanto no aplica al proyecto.

#### **4.4.3. Requisitos aplicables a los salientes exteriores. R (UE) 44/2014 Anexo VIII.**

En este anexo se describen los requisitos aplicables a los salientes exteriores y el procedimiento para realizar los ensayos.

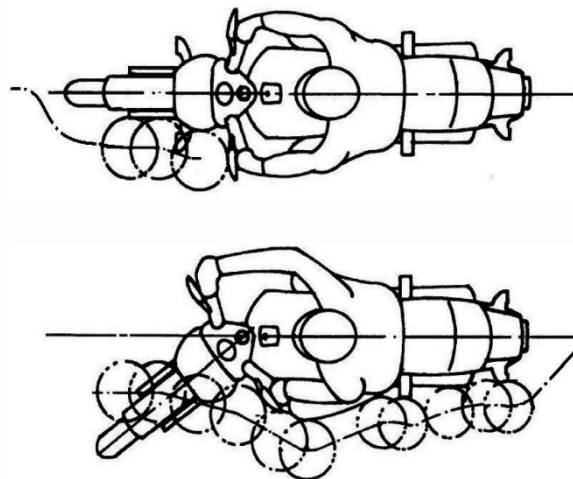
Se debe atender a las modificaciones establecidas el Reglamento UE nº 2016/1824, que afectan a los siguientes puntos:

- Se insertan los puntos 1.1.1, 1.1.1.1 y 1.1.1.2.
- Se modifica el texto desde el punto 1.1.2 al 1.1.3.2.
- Se suprimen los puntos 1.1.4 a 1.1.4.2.
- Se modifica el texto desde el punto 1.2.3 al 1.2.3.2.

- Se modifica el texto del punto 1.3.3.2, el 1.3.5.2 y el 2.1.2.1.1

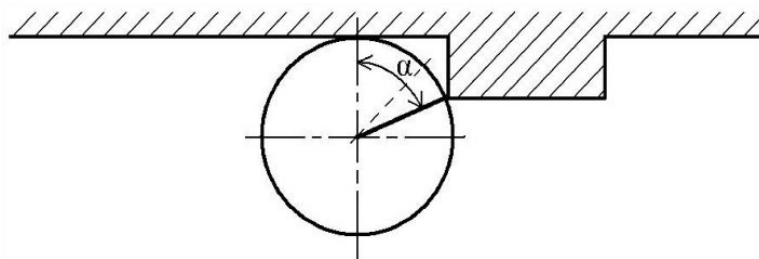
En primer lugar aparecen los requisitos generales, que indican que los vehículos no pueden llevar piezas puntiagudas o afiladas orientadas hacia el exterior cuya forma o dureza suponga un riesgo de lesión para el usuario de la motocicleta o para los peatones que puedan entrar en contacto con ella. Además señala que todo los borde susceptibles de estar en contacto deberán estar hechos o recubiertos con un material de dureza inferior a 60 Shore (A) [21].

Para la evaluación de los salientes exteriores se utilizará el dispositivo descrito en el apéndice 1 del reglamento, que se desplazará desde la parte delantera del vehículo hacia la parte trasera de manera suave y por ambos lados del vehículo. Este estará colocado en posición vertical sobre una superficie horizontal, con la rueda directriz recta y una persona o maniquí sentado en la posición de conducción normal. Si el dispositivo entra en contacto con el manillar se girará hasta la posición de bloqueo y se continuará con el ensayo [21].



**Figura 66.** Ensayo salientes exteriores [21].

Es importante distinguir si el dispositivo choca o roza con el saliente exterior. Para ello se establece que si el ángulo  $\alpha$  (que aparece en la figura 67) tiene un valor entre 0 y 45 grados se considerará que roza, y su valor se encuentra entre 45 y 90 será que golpea.



**Figura 67.** Vista de planta de un dispositivo de ensayo que roza la superficie y choca con la parte que sobresale [21].

Los requisitos específicos más importantes, según los dos tipos de contacto, son [R(UE) nº 44/2014 (página L 25/48)]:

- Contacto por roce:
  - Los bordes de las placas tendrán con radio de curvatura ( $r_c$ ) mayor o igual que 0,5 mm.
  - Las esquinas de estructura, carenado,... tendrán un  $r_c$  mayor o igual a 3,00 mm.
  - Los vastagos o similares deberán tener un diámetro total mayor o igual de 10 mm.
  - Los bordes de los extremos del vástago deberán tener un  $r_c$  mayor o igual que 2 mm.
- Contacto por choque:
  - Los bordes de las placas tendrán con radio de curvatura ( $r_c$ ) mayor o igual que 2,0 mm.
  - Las esquinas de estructura, carenado,... tendrán un  $r_c$  mayor o igual a 2,00 mm.
  - Los vastagos o similares deberán tener un diámetro total mayor o igual de 20 mm. Salvo que su saliente tenga menos de la mitad de su diámetro total.
  - Los bordes de los extremos del vástago deberán tener un  $r_c$  mayor o igual que 2 mm.

#### **4.4.4. Potencia nominal y limitación de la velocidad. R (UE) 3/2014 Anexo XVIII**

En este anexo se tratan los requisitos relativos a la potencia máxima del vehículo y su limitación. Se ha de tener en cuenta las modificaciones del R (UE) 2016/1824:

- Se modifica el texto del punto 1.1.2.1.1
- Se sustituye el texto del punto 1.1.2.5
- Se incluyen los puntos del 1.1.2.6 al 1.1.2.9
- Se modifica el texto del punto 1.1.4 y el del punto 2.1.

Este anexo indica que los vehículos cumplirán, si procede, con los requisitos de potencia neta máxima que establece el anexo I del R (UE) 168/2013.

En el caso de que el vehículo esté sometido a una limitación de potencia por parte de fabricante no se podrá superar la potencia de dicha limitación.

#### 4.5. ¿Y si aumenta la potencia del vehículo?

Como ya se ha visto, la modificación del sistema de escape puede suponer un cambio en el rendimiento del motor y por tanto variación en la potencia máxima del vehículo. Si esto sucede se deberá atender a la sección 2.9 del grupo 2 (unidad motriz) del Manual de reformas.

En dicha sección se indican los reglamentos a los que atender para cumplir la normativa. Según el sistema afectado, los reglamentos son:

- Velocidad máxima y potencia y par máximo: Anexo X del R (UE) 134/2014.
- Potencia nominal y limitación de la velocidad: Anexo XVIII del R (UE) 3/2014 (Visto anteriormente).
- Emisiones contaminantes: Anexo II, III, V del R (UE) 134/2014 (visto anteriormente).
- Antimanipulación: R (UE) 44/2014 Anexo II.
- Compatibilidad electromagnética: R (UE) 44/2014 Anexo VII.

## 5. Metodología.

### 5.1. Introducción

En este capítulo se definen las herramientas informáticas principales que se manejarán durante el desarrollo de este trabajo. Además se expondrán los antecedentes sobre los que parte esta propuesta de estudio y el orden en el que se irá desarrollando. Por último se expondrán los resultados esperados.

### 5.2. Herramientas informáticas utilizadas

Para llevar a cabo este trabajo se utilizarán herramientas de software que permitan el diseño del sistema de escape y la simulación de su comportamiento ante un análisis de vibraciones. Las herramientas elegidas para este trabajo son el Solid Edge y ANSYS.

#### 5.2.1. Solid Edge.

Solid Edge es un programa enfocado especialmente al diseño asistido por ordenador perteneciente a Siemens PLM. Esta herramienta hace posible el diseño de piezas tridimensionales con la posibilidad de unir piezas individuales en un conjunto, realizar piezas en base a plegados de chapa o soldadura, trabajar con planos en 2D y más opciones que hacen de este software una de las principales herramientas CAD del mercado.

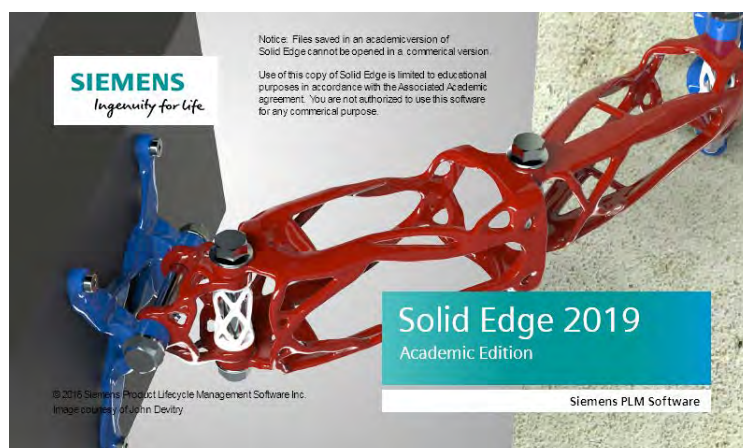


Figura 68. Solid Edge 2019

A la hora de comenzar un proyecto de diseño con Solid Edge se puede elegir entre varias opciones de trabajo. Estas opciones son trabajo pieza, chapa, conjunto, plano y soldadura.



En el entorno de tipo pieza (archivos “.par”), generalmente, se trabaja con trazos en bocetos 2D y posteriormente se genera o se recorta el cuerpo del sólido con diferentes operaciones como extrusión, barrido de sólido, generación por revolución, vaciados, etc. Además de trabajar con cuerpos sólidos se puede trabajar con superficies y así realizar cuerpos sin espesor siguiendo curvas de geometrías complejas.

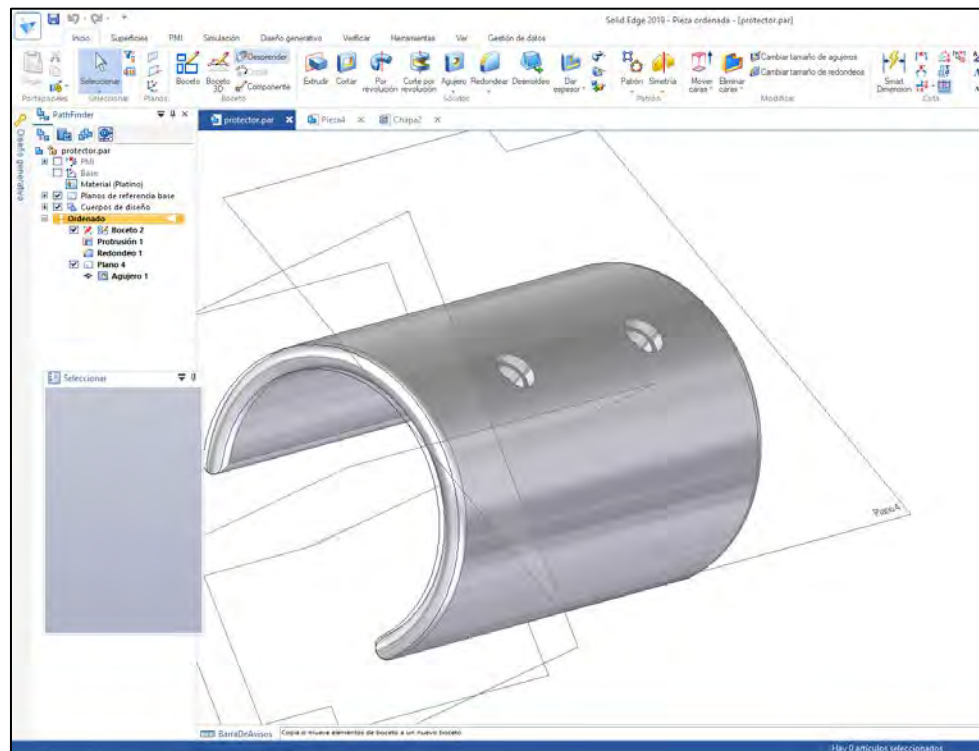


Figura 69. Entorno tipo piezas

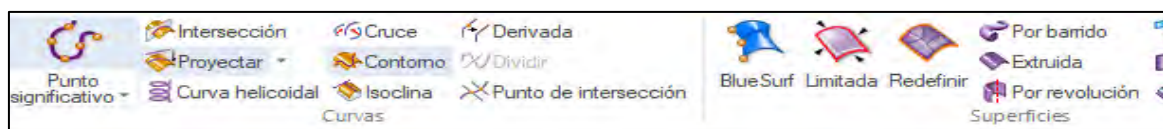


Figura 70. Operaciones de superficie

Usando el módulo de tipo chapa (archivo .psm) se pueden realizar otro tipo de operaciones propias del conformado de chapa como embutición o plegados.

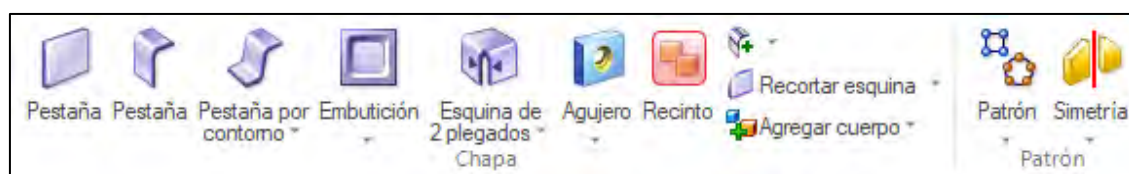


Figura 71. Operaciones de chapa.

Para generar el plano 2D de las piezas modeladas o crear directamente el plano de la pieza, se recurre al entorno plano (archivo ".dft"). En este módulo se pueden generar las vistas de la pieza necesarias, con su correspondiente acotación.

Una vez creadas todas las piezas, se puede recurrir al módulo conjunto (archivo ".asm"). Este entorno permite ensamblar las piezas creando condiciones de unión entre ellas. Además también se pueden realizar operaciones de modelado desde este entorno y cuenta con herramientas como "ERA" que permiten jugar con la visualización de las piezas y generar explosionados de los conjuntos.

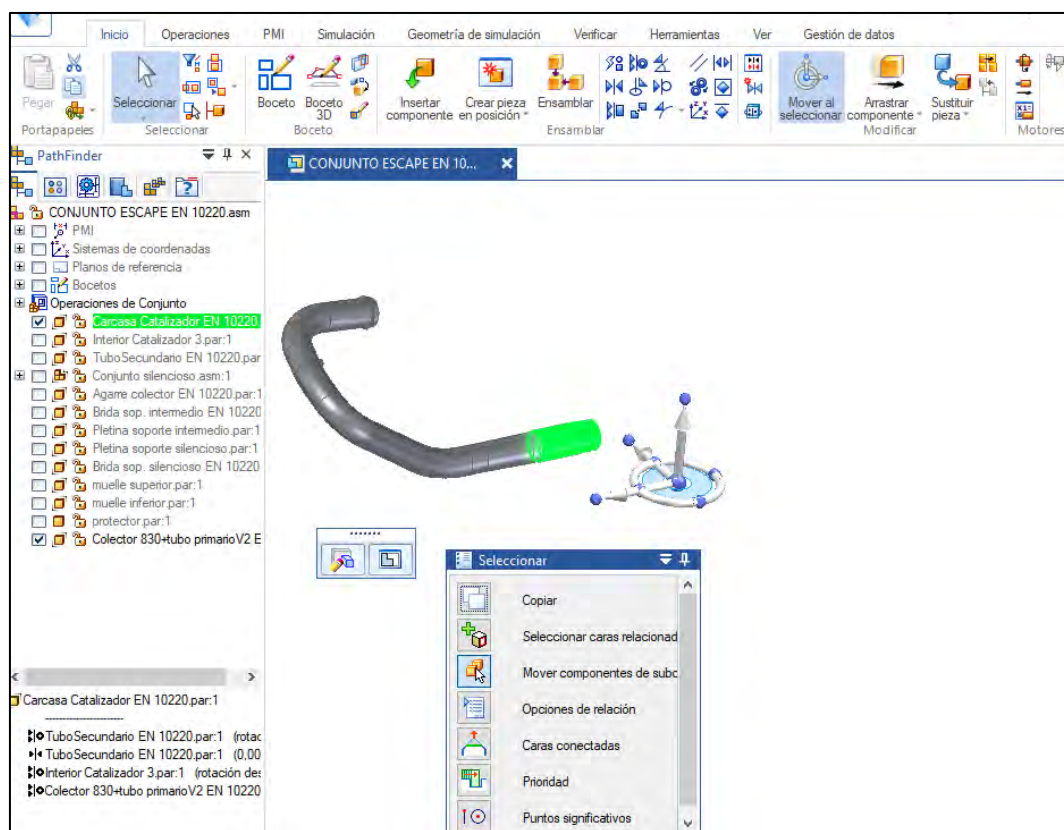


Figura 72. Módulo de conjunto.

Además de estos entornos de trabajo, Solid Edge también viene acompañado de módulos que permiten la simulación como son Femap, CAMWorks o Solid Edge Simulation. En este caso se utilizará el módulo de Solid Edge Simulation para realizar las simulaciones necesarias.

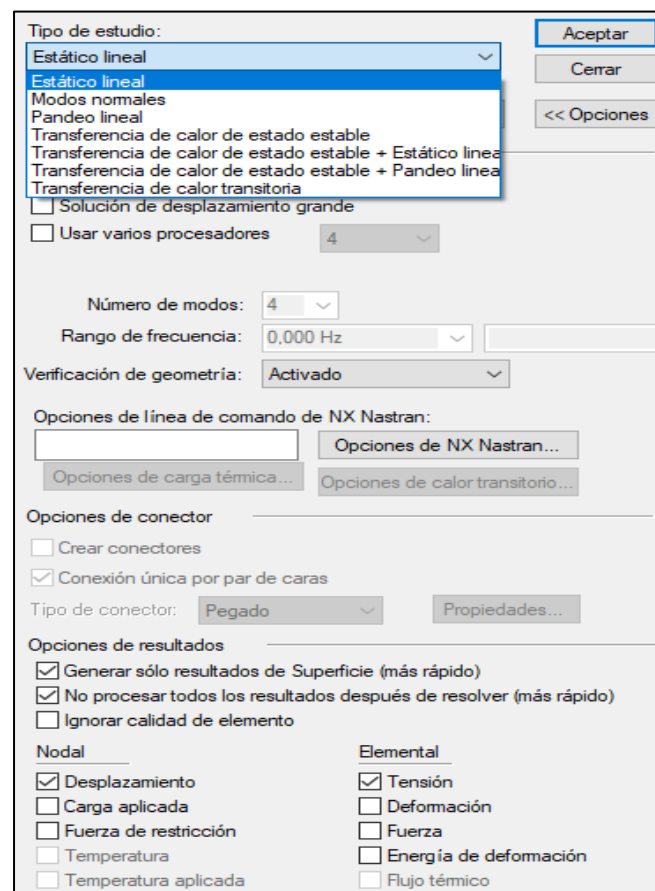
### 5.2.1.1. Solid Edge Simulation

Solid Edge Simulation está integrado en el análisis de elementos finitos (FEA), lo que permite a los ingenieros de diseño validar digitalmente los diseños de piezas y ensamblajes en el entorno de Solid Edge. Basada en el probado modelado de elementos finitos Femap y la tecnología de

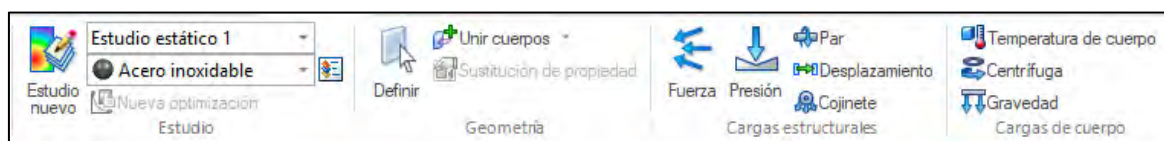


resolución NX Nastran, Solid Edge Simulation permite la simulación, con multitud de materiales, comportamiento estructural, comportamiento ante efectos termodinámicos, ante vibraciones y de comportamiento ante movimiento completo de elementos como engranajes y motores.

En la figura 73 se puede observar los tipos de estudio que se pueden realizar en este módulo, y las figuras 74 y 75 muestran la barra de herramientas que permite controlar distintos parámetros según la simulación que se esté realizando.



**Figura 73.** Tipos de estudios de Solid Edge Simulation



**Figura 74.** Barra de herramientas de Solid Edge Simulation

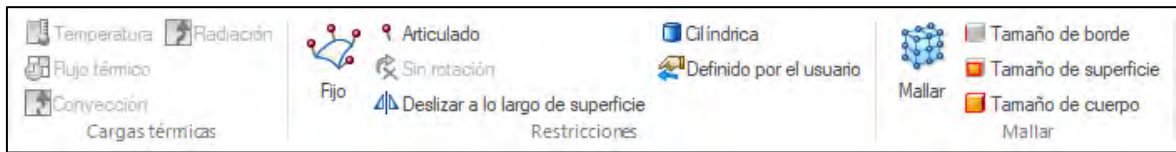


Figura 75. Barra de herramientas de Solid Edge simulation

Tras realizar los estudios permite analizar los resultados en una nueva ventana (figura 76).

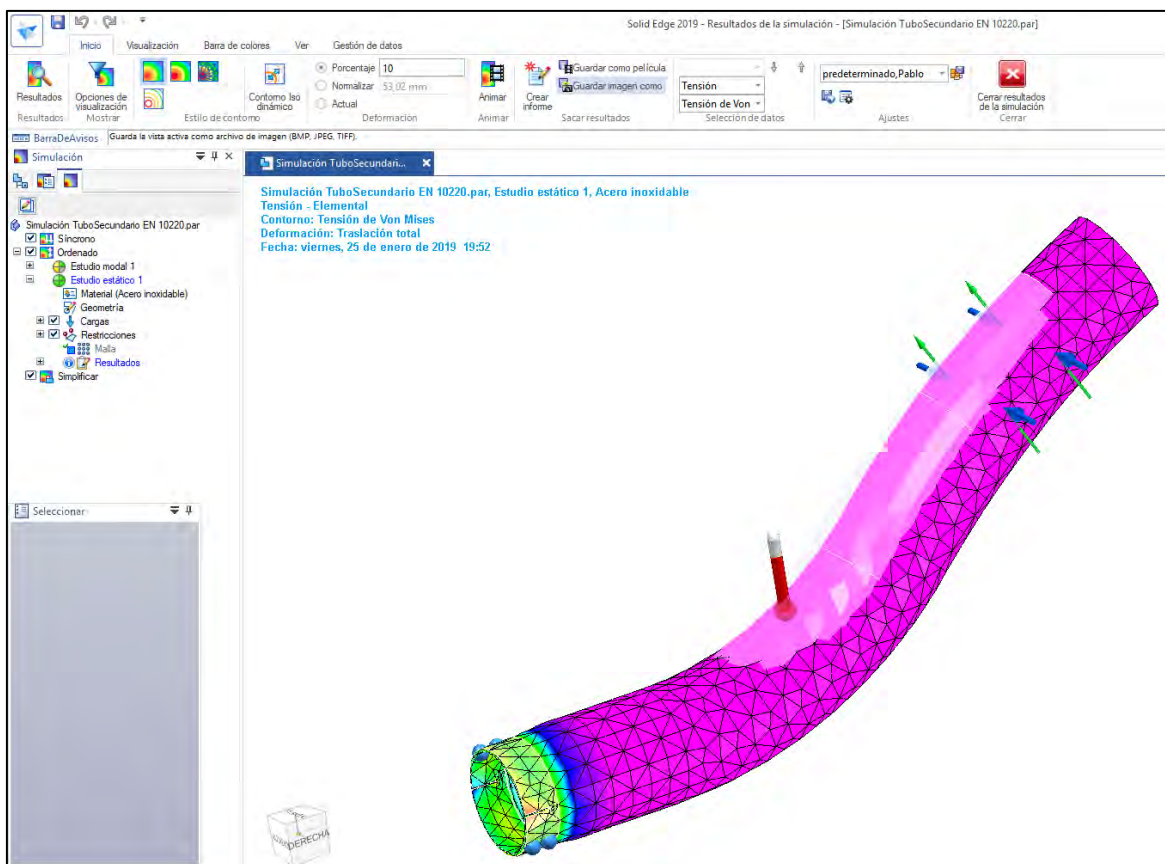


Figura 76. Resultados de simulación

En este trabajo se utilizará la versión académica Solid Edge 2019 para el diseño del sistema de escape. Posteriormente se utilizará el módulo su Solid Edge Simulation para realizar el análisis modal.

### 5.2.2. ANSYS

ANSYS es en un software enfocado a la simulación desarrollado por la empresa del mismo nombre. Dicho software permite, mediante un procesador de elementos finitos, realizar análisis

estructurales, termodinámicos, fluidodinámicos o de electromagnetismo sobre geometrías creadas en el mismo software o importadas.



Figura 77. Imagen corporativa de ANSYS

Las soluciones de mecánica estructural de ANSYS ofrecen la capacidad de simular todos los aspectos estructurales de un producto, incluido el análisis estático no lineal que proporciona esfuerzos y deformaciones, el análisis modal que determina las características de vibración, a través de fenómenos no lineales transitorios avanzados que incluyen efectos dinámicos y comportamiento complejo del material.

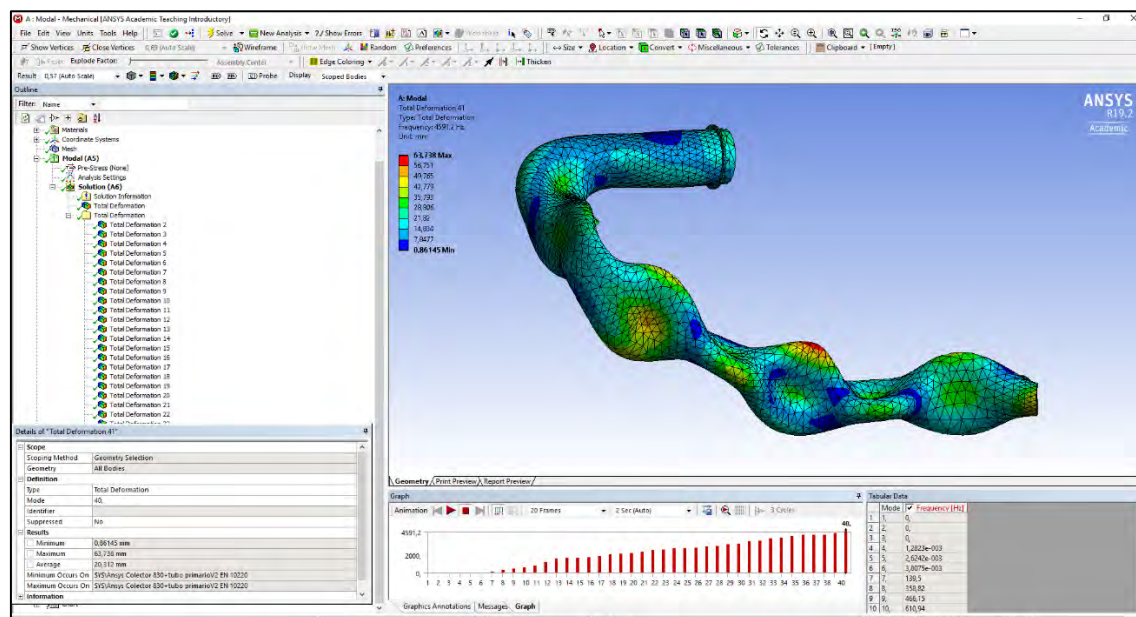


Figura 78. Análisis modal en ANSYS

Por otro lado, ANSYS proporciona un conjunto completo de software de dinámica de fluidos computacional para estudiar el flujo de fluidos y otros fenómenos físicos relacionados. Los principales productos ANSYS en el área de fluidos son ANSYS Fluent y ANSYS CFX. Los resultados gráficos de una simulación del software muestran cómo el flujo de fluidos, el flujo de partículas, la transferencia de calor, las reacciones químicas, la combustión y otros parámetros evolucionan con el tiempo.

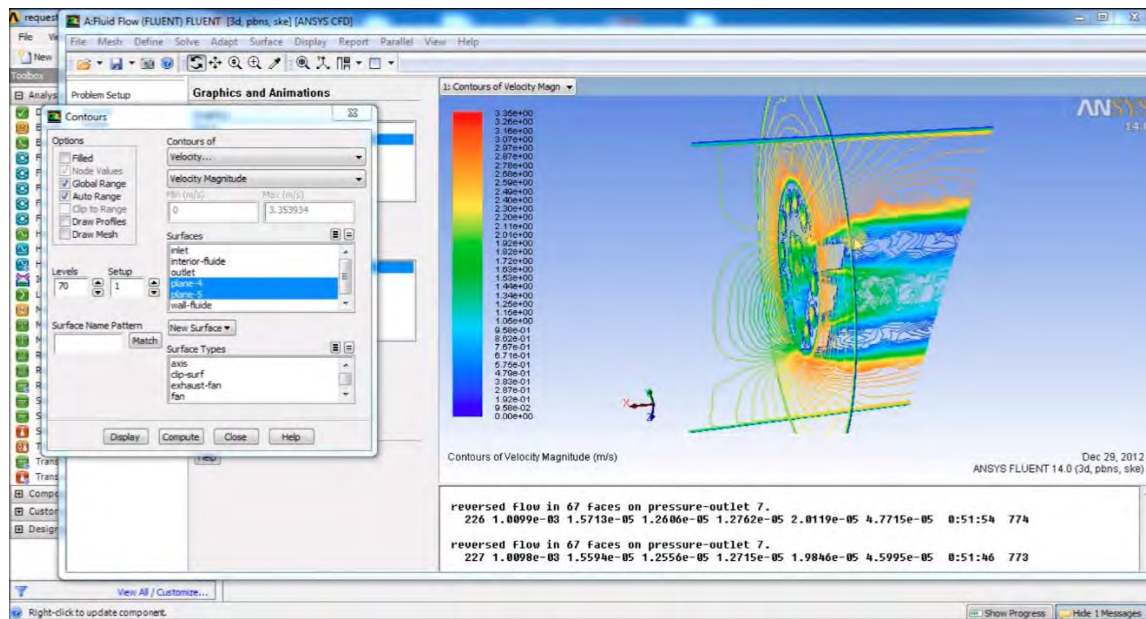


Figura 79. ANSYS Fluent

ANSYS también cuenta con ANSYS HFSS, un software de simulación electromagnética (EM) 3D para diseñar y simular productos electrónicos de alta frecuencia como antenas, conjuntos de antenas, componentes de RF o microondas, interconexiones de alta velocidad, filtros, conectores, paquetes de circuitos integrados y placas de circuito impreso. A través de la integración con las herramientas térmicas, estructurales y de dinámica de fluidos de ANSYS, HFSS proporciona un potente y completo análisis multifísico de productos electrónicos, asegurando su fiabilidad térmica y estructural.

En este caso se utilizará la versión Ansys 19.2 para estudiantes, que limita el número de nodos y elementos a 32.000 unidades y ara acceder a los módulos de simulación de ANSYS se utilizará el interfaz ANSYS Workbench.

### 5.3. Datos de referencia

Para diseñar los conductos de escape hay que considerar una sección de manera que la velocidad media del gas no sea muy alta para minimizar pérdidas de presión. Hay que tener en cuenta que las pérdidas de presión por fricción son directamente proporcionales al cuadrado de la velocidad de los gases e inversamente proporcionales al diámetro de la sección.

Si las pérdidas de presión son altas, aumenta la contrapresión en el sistema de escape y entorpece la renovación de carga. Dado que el objetivo del sistema de escape, en términos de rendimiento, es mejorar u optimizar el proceso de renovación de carga, la complejidad de su diseño se basará en la capacidad de poder beneficiarse de las perturbaciones de presión y rarefracción.

En un motor de cuatro tiempos, la válvula de escape se abre antes de que la carrera del tiempo de expansión llegue al PMI, produciendo una onda de presión que avanzará por el tubo de escape. Seguidamente comienza la carrera de escape, en la que el pistón empuja los gases mientras se mueve hacia el PMS. Antes de llegar a este punto se abre la válvula de admisión produciéndose el cruce de válvulas. Por lo tanto interesa crear una depresión en el cilindro que termine de evacuar los gases quemados y permita entrar una buena cantidad de gases frescos.

Mientras eso ocurre en el cilindro, al abrirse la válvula de escape, en el conducto de escape se genera una onda de compresión cuyas características dependen de la velocidad de apertura. Esta onda se desplaza hacia el final del tubo donde se reflejará y volverá hacia la válvula de escape como una onda de expansión. Para conseguir que la onda reflejada llegue a la válvula en el momento oportuno es necesario tener en cuenta la longitud del tubo, que puede calcularse como se indica en [2].

Sabiendo el tiempo ( $t$ ) que transcurre entre la apertura de ambas válvulas es función de la diferencia angular entre la apertura del escape y la de la admisión ( $\alpha$ ) y de la velocidad de giro del motor ( $n$ ), o de la distancia recorrerla onda ( $L$ ) y su velocidad media ( $c_{prm}$ ):

$$t = \alpha / 2\pi n = 2L / c_{prm} \quad (5.3.1)$$

Se puede despejar la longitud como:

$$L = \frac{c_{prm} \alpha}{4\pi n} \quad (5.3.2)$$

Siguiendo este criterio, la velocidad media de la onda hay que estimarla teniendo en cuenta que la perturbación se modifica a lo largo del recorrido con  $p/p_0$ . Además hay que tener en cuenta que esta longitud será la adecuada para un régimen determinado de vueltas.

Otra opción para obtener una aproximación a la longitud del colector es utilizar otra expresión basada en multitud de ensayos y simulaciones que tiene la siguiente forma, donde AE son los grados que permanecen abierta la válvula de escape en el diagrama de distribución:

$$L = \frac{129540AE}{6n} \quad (5.3.3)$$

Para dimensionar la sección existen expresiones matemáticas basadas en múltiples simulaciones y ensayos. Se utilizará una sección circular para reducir perdidas por fricción y facilitar el paso del fluido. El diámetro de esta sección será función de la cilindrada unitaria ( $Q_c$ ) y la longitud del colector ( $L_c$ ) [2].

$$D = 2 \sqrt{\frac{2Q_c}{\pi L_c}} \quad (5.3.4)$$



### 5.3.1. Datos de la motocicleta.

La motocicleta para la que se va a desarrollar el sistema de escape de este proyecto es la Husqvarna 701 Supermoto del 2018. Las características técnicas del motor monocilíndrico de esta motocicleta son los que aparecen en la tabla 1:

**Tabla 1** Datos de la Husqvarna 701

|                        |                       |
|------------------------|-----------------------|
| Cilindrada             | 692,7 cm <sup>3</sup> |
| Diámetro               | 105mm                 |
| Carrera                | 80mm                  |
| Relación de compresión | 12,7:1                |
| Potencia máxima        | 74 CV a 8000 rpm      |
| Par máximo             | 71 Nm a 6750 rpm      |
| Distribución           | OHC                   |



**Figura 80.** Husqvarna 701 sm

## 5.4. Planificación del proyecto

En este apartado se describe el procedimiento que se seguirá para llevar a cabo este proyecto. En primer lugar se muestra el diagrama de Gantt y a continuación detallan los puntos más importantes.

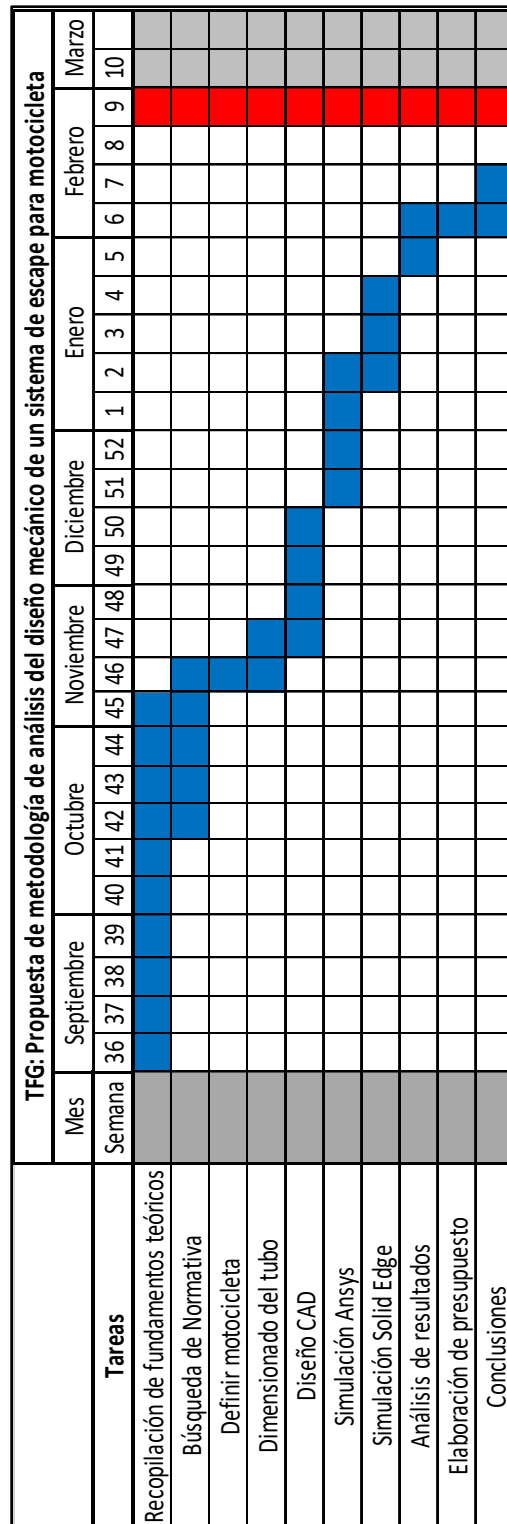


Figura 81. Diagrama de Gantt del proyecto

Puntos más importantes en el desarrollo del proyecto:

1. Se recopilan fundamentos teóricos relacionados con el sistema de escape.
2. Se estudia y se selecciona la normativa vigente que aplica.
3. Se selecciona una motocicleta Euro 4 para la cual se realizan los cálculos necesarios para el dimensionado del sistema de escape.
4. Tras obtener los parámetros básicos del dimensionado del escape, diámetro y longitud del colector, se realiza la propuesta de diseño del sistema en CAD atendiendo a las necesidades del sistema y los requisitos normativos. Se diseñan las piezas necesarias y posteriormente se integran en el conjunto del escape.
5. A continuación, se somete al modelo de escape propuesto a su análisis modal. Se determinarán las frecuencias naturales de sus componentes principales del escape en situación libre y la situación de los mismos con sus condiciones de contorno operativas. Posteriormente, se analizará el conjunto completo del escape, también en situación libre y en situación de condiciones de contorno operativas.
6. Se estudian los resultados obtenidos y se determinará la conformidad del modelo de escape propuesto, referido a su comportamiento frente a vibraciones y la adecuación de las sujeciones para su buen comportamiento.

## 5.5. Resultados esperados

Con esta propuesta diseño se espera conseguir un sistema de escape que, a la vez que permita una correcta evacuación de los gases de escape para facilitar la renovación de carga del motor en su máximo rendimiento, cumpla la normativa EURO4 para motocicletas. Debido a que en primera instancia este proyecto se dedicará al estudio mecánico, se prestará especial atención al cumplimiento de los requisitos sobre salientes exteriores del Reglamento de la Unión Europea nº 44/2014.

Además esta propuesta de diseño tiene el objetivo de ser compatible con las vibraciones provocadas durante el uso de la motocicleta. Y se espera conseguir este resultado sin añadir puntos de anclaje adicionales a los que tiene la motocicleta para su sistema de escape original.

Con respecto al sistema de escape original, también se espera obtener una mejora en el peso, obteniendo un peso total inferior a 6,1 kg.



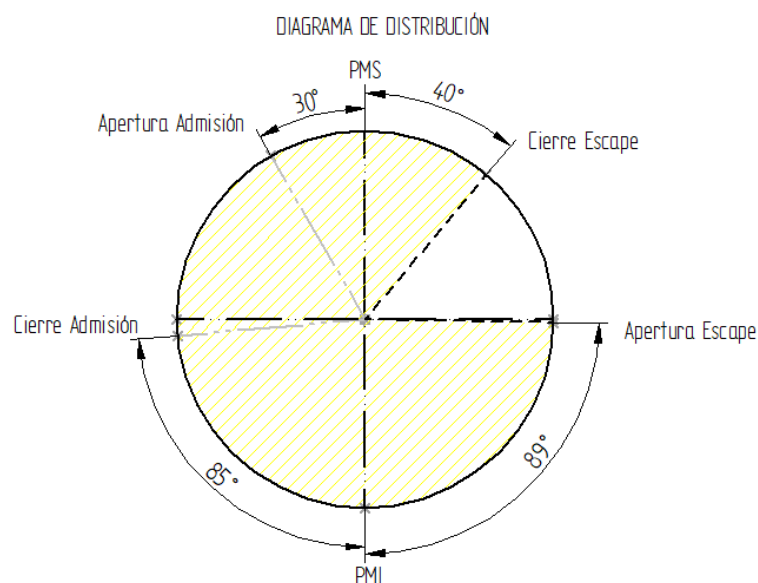
## 6. Propuesta de modelo de escape

### 6.1. Cálculos para el diseño

Para realizar los cálculos de las dimensiones del tubo se deben conocer las variables mencionadas en el apartado de planificación. Para conseguir un valor inicial para la longitud del tubo hay que tener en cuenta los grados que se mantiene abierta la válvula de escape en el diagrama de distribución.

**Tabla 2.** Periodo de apertura de válvulas

| Grados de apertura y cierre de válvulas                                |        |            |     |
|--|--------|------------|-----|
| Punto extremo  | Grados | Referencia |     |
| Apertura de la válvula de admisión                                     | 30     | antes de   | PMS |
| Cierre de la válvula de admisión                                       | 85     | después de | PMI |
| Apertura de la válvula de escape                                       | 89     | antes de   | PMI |
| Cierre de la válvula de escape   | 40     | después de | PMS |
| Grados que permanece abierta la válvula de escape                      | 309    |            |     |
| Grados de apertura de la válvula de escape a la vez que la de admisión | 70     |            |     |



**Figura 82.** Diagrama de distribución

$$L = \frac{129540 \cdot 309^0}{6 \cdot 8000 \text{ rpm}} = 833,91 \text{ mm} \quad (6.1.1)$$

Si utilizamos la primera expresión comentada en el apartado de datos de referencia, se tendrá que estimar también la velocidad media de la onda de presión, aproximándola al valor de la velocidad del sonido. La velocidad del sonido en el conducto de escape dependerá de las condiciones del aire del interior del dispositivo.

Teniendo en cuenta la longitud calculada anteriormente podemos determinar el diámetro de la sección del conducto:

$$D = 2 \sqrt{\frac{2Q_c}{\pi L_c}} = 2 \sqrt{\frac{2 \cdot 692,7 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 833,91 \cdot 10^{-3}}} = 46 \text{ mm} \quad (6.1.2)$$

El diámetro obtenido es el indicado para colectores rectos, lo que dista de este caso. Por tanto se debe corregir esa diferencia aumentándolo en torno a un 10 o 15 %. Aumentándolo un 11 % obtenemos un valor de 51,06mm. Teniendo en cuenta los diámetros normalizados para tubos de acero (Anexo 1), se utilizara un tubo de diámetro interior 50,8 mm y con un diámetro exterior 54mm.

## 6.2. Diseño en CAD

Después de realizar los cálculos para dimensionar el tubo se procede al diseño en CAD con el software Solid Edge 2019.

El sistema contará con un número determinado de piezas que se irán ensamblando para crear el conjunto. En la figura 84 se puede observar el explosionado del sistema y las piezas que lo componen, referidas a la tabla 3.



**Figura 83.** Sistema de escape completo

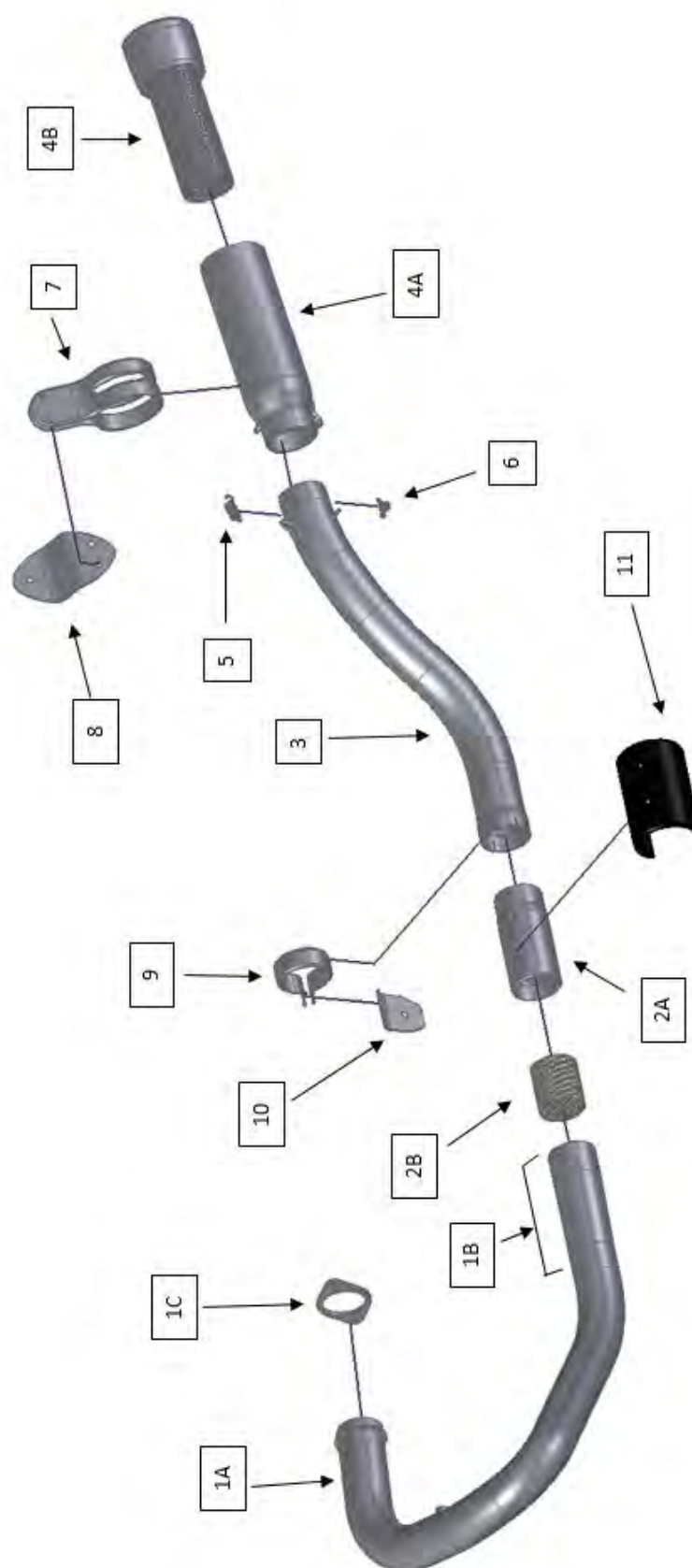


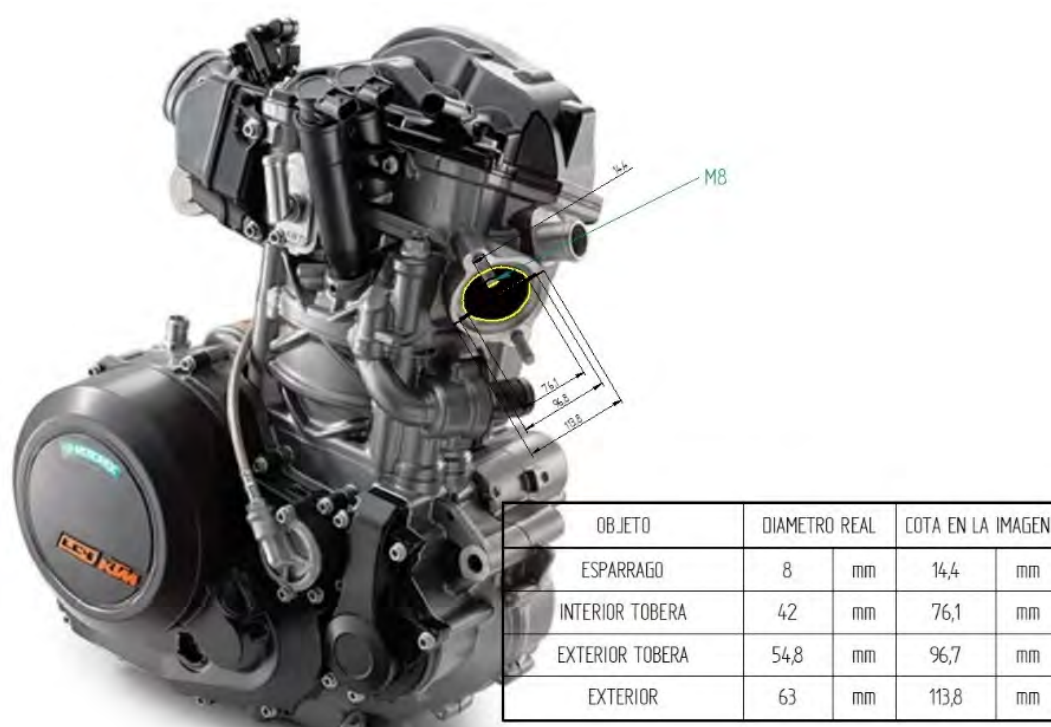
Figura 84. Explosionado del sistema de escape

**Tabla 3.** Piezas y referencias

| Pieza                             | Referencia |
|-----------------------------------|------------|
| Colector                          | 1A         |
| Tubo primario                     | 1B         |
| Sujeción del colector             | 1C         |
| Cuerpo exterior del catalizador   | 2A         |
| Cuerpo interior del catalizador   | 2B         |
| Tubo secundario                   | 3          |
| Cuerpo exterior del silenciador   | 4A         |
| Cuerpo interior del silenciador   | 4B         |
| Resorte superior de unión         | 5          |
| Resorte inferior de unión         | 6          |
| Brida de sujeción del silenciador | 7          |
| Soporte de unión al subchasis     | 8          |
| Brida de sujeción intermedia      | 9          |
| Soporte de sujeción al chasis     | 10         |
| Protector térmico                 | 11         |

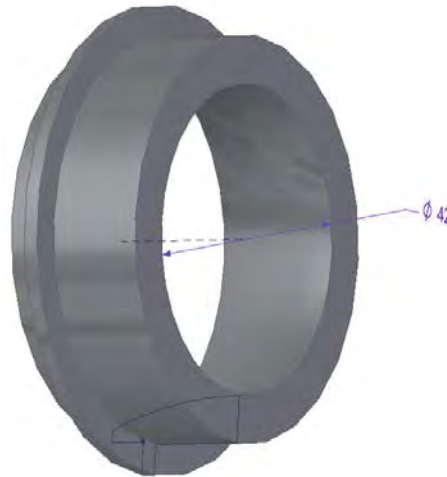
### 6.2.1. Colector

En primer lugar se diseña el colector, empezando por la parte que se unirá al motor. Como se puede ver en la figura 85, donde aparece el motor y partiendo de los datos indicados en el manual de usuario, se conoce que la salida de gases del motor tiene un diámetro de 42 mm y que el alojamiento para la boca del colector tiene un diámetro de 54,8mm.



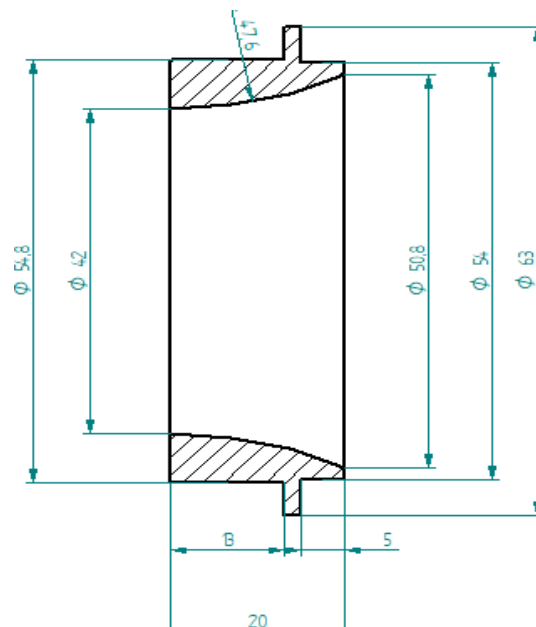
**Figura 85.** Cotas de referencia a partir del motor KTM LC4 (motor de la Husqvarna 701)

Partiendo del boceto del perfil, y tras una operación de revolución se obtiene la boca del colector.



**Figura 86.** Boca del colector

Teniendo en cuenta el diámetro de 42 mm de la salida de gases del motor y el diámetro de 50,8 mm de tubo normalizado que se va a utilizar, se debe realizar un aumento de sección de esta pieza. Este ensanchamiento del tubo se ha tratado de realizar lo más suave posible para facilitar la salida de los gases. Aun así se deberá comprobar que no se generen contrapresiones que dificulten la correcta evacuación de los gases.

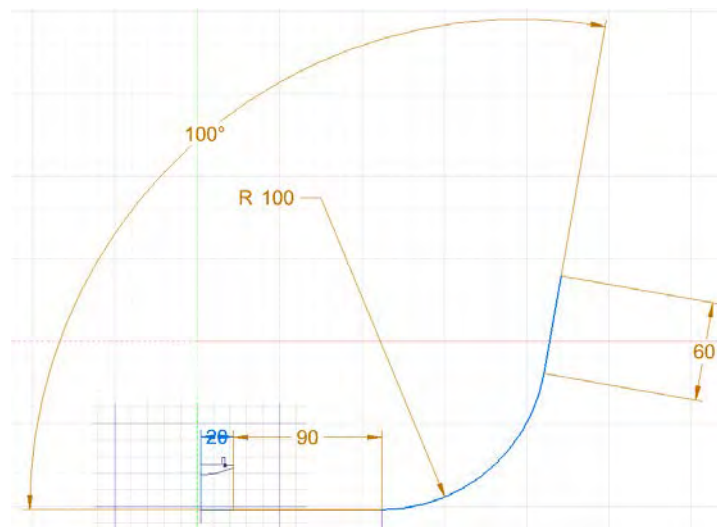


**Figura 87.** Vista en corte al medio de la boca del colector.

Una vez realizada la parte que conecta la parte que conecta el colector al motor se continua trazando la directriz del tubo y manteniendo el diámetro de 50,8 mm. Para diseñar el colector se ha dividido en tres tramos. Los tres se han realizado en base a un boceto en el que se ha

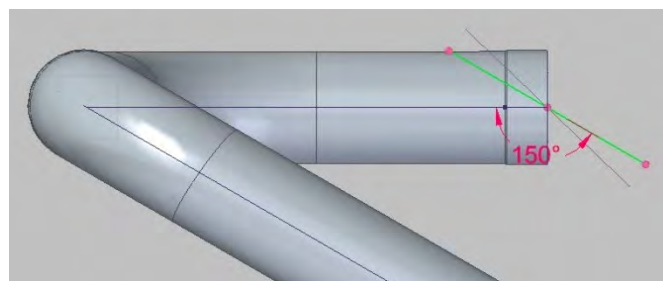
trazado la directriz del tubo y a continuación se han realizado operaciones de barrido en base a las secciones del tubo.

El primer tramo del colector comienza con una línea recta de 90 mm para facilitar la salida de gases y ganar espacio con respecto al motor. A continuación traza una curva de 100 mm de radio y que barre 100°, con el objetivo de cambiar la orientación del tubo y evitar colisiones con el tren delantero de la motocicleta.



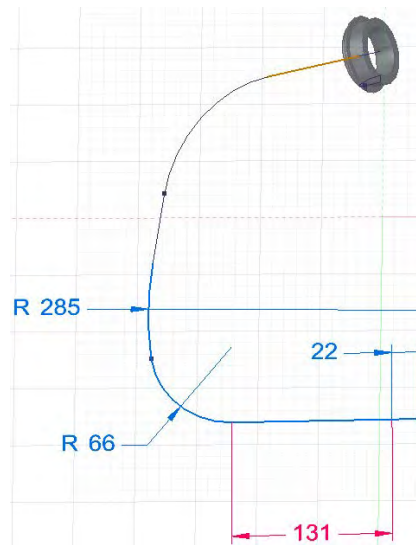
**Figura 88.** Diseño de primer tramo del colector

El segundo tramo del colector conecta con el primero pero se mueve en otro plano que forma 30° con la directriz de la salida del colector. Con este nuevo plano de trabajo se cambia la inclinación del tubo y permite que este vaya rodeando la motocicleta. Para trabajar en el nuevo plano primero se crea el plano respecto al sistema de referencia como se muestra en la figura 89 y después se crea otro paralelo a este que corte con el último punto del anterior boceto para no perder el contacto de la directriz del tubo.



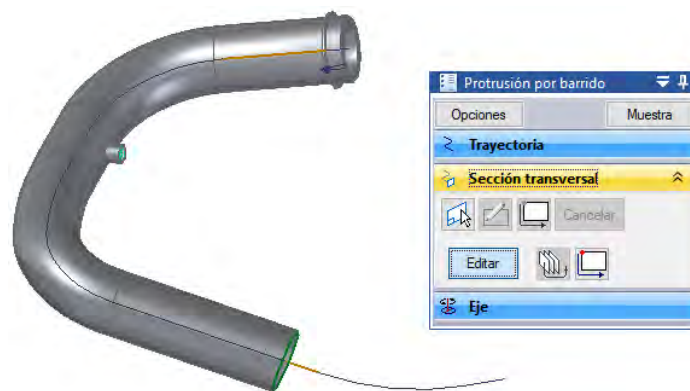
**Figura 89.** Cambio de plano de referencia

El boceto para este tramo vuelve a trazar una curva para orientar el tubo hacia la parte trasera de la motocicleta, de forma que pudiese ir lo más ajustado posible al chasis.



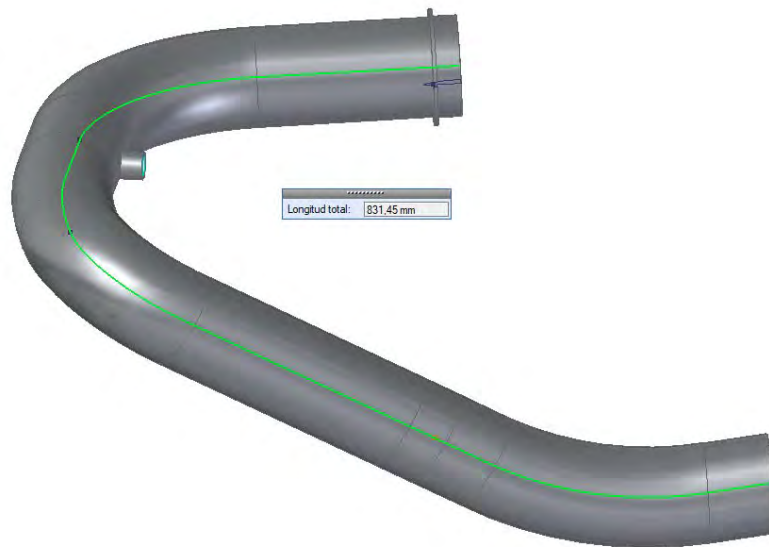
**Figura 90.** Segundo tramo del colector

Para continuar con la última parte del colector se realiza otro cambio de plano, esta vez se realiza paralelo a directriz del boceto anterior, utilizando el comando de “crear plano por tres puntos” utilizando un punto auxiliar dibujado en un plano perpendicular a la directriz. Una vez creado el plano se traza el boceto variando la altura y la inclinación del tubo, con el objeto de aproximarse a los soportes del tubo diseñados por el fabricante y evitar el posible contacto con las piernas del piloto.



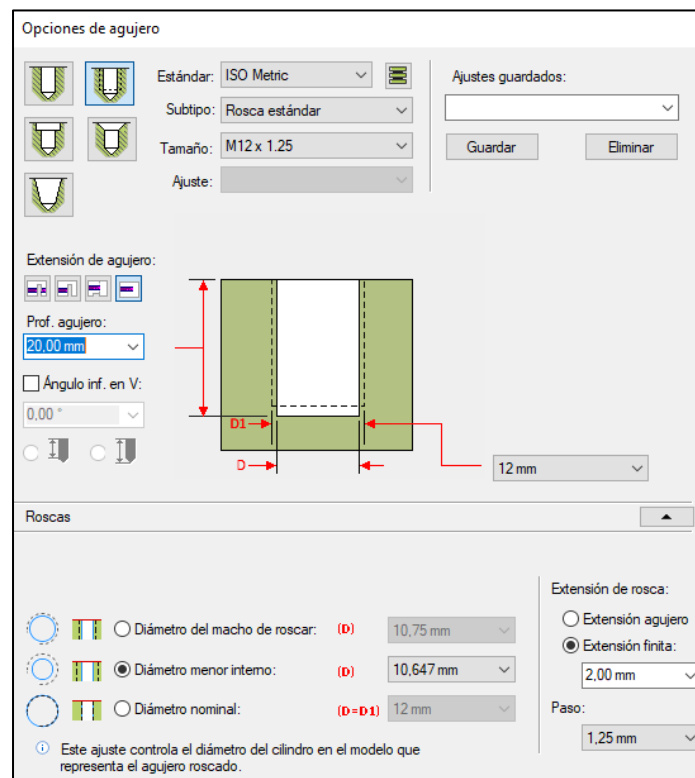
**Figura 91.** Construcción del tercer tramo del colector

Con este diseño se consigue una longitud del colector de 831,45 mm, algo inferior a la calculada anteriormente, pero teniendo en cuenta que se debe incluir el dispositivo catalizador y el silencioso habrá que añadir más longitud al tubo.



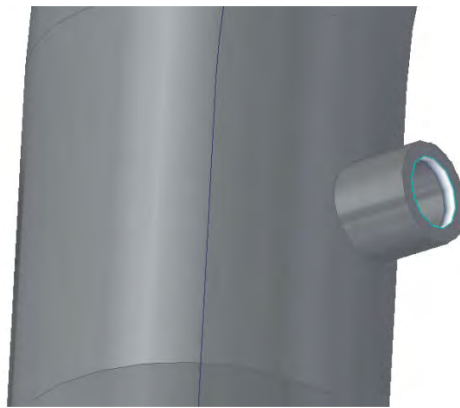
**Figura 92.** Colector y sus dimensiones en el último tramo del colector

También se crea el alojamiento en el colector para la sonda lambda, de métrica M12x1.25. Para ello se realiza una extrusión sobre el cuerpo del colector y posteriormente se define la rosca necesaria introduciendo los parámetros necesarios en el comando “agujero”.



**Figura 93.** Alojamiento para la sonda lambda

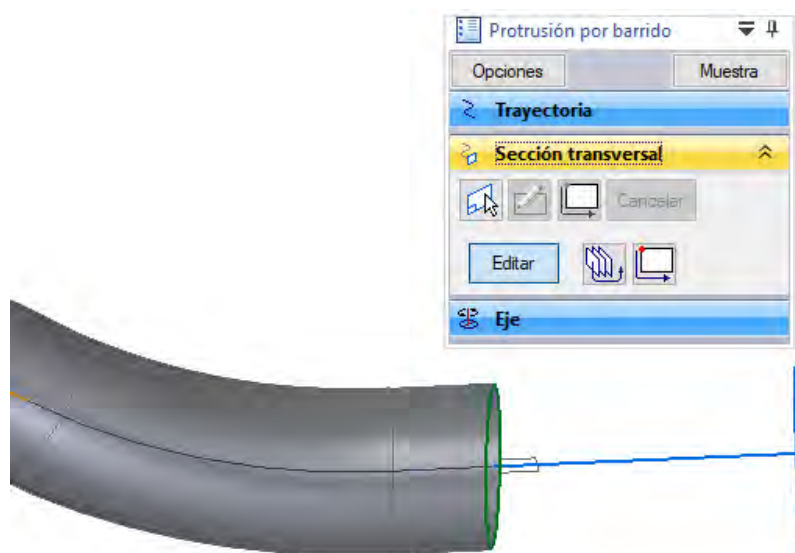




**Figura 94.** Alojamiento para la sonda lambda

### 6.2.2. Tubo primario

Para continuar con el diseño se crea el siguiente tramo de tubo, o tubo primario. Este tramo aumentará gradualmente, a lo largo de 100 mm, el diámetro del conducto hasta los 53,8 mm de diámetro interior. Se lleva a cabo realizando operaciones de barrido y su posterior vaciado. Tras este tramo de tubo se instalará el catalizador.



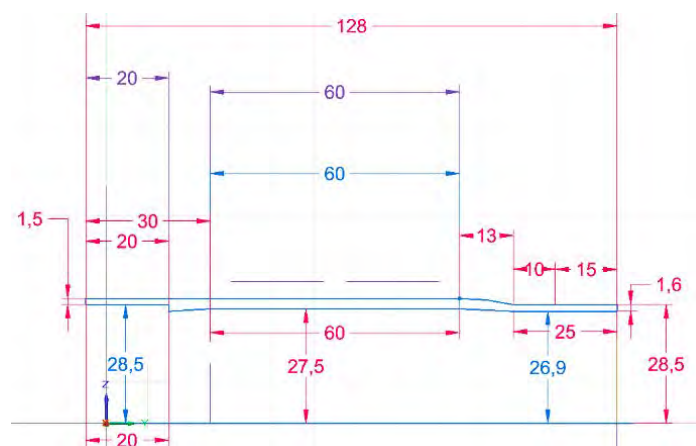
**Figura 95.** Diseño del tubo primario

### 6.2.3. Catalizador

En este apartado se describe como se ha diseñado el catalizador tanto en su parte interna como externa.

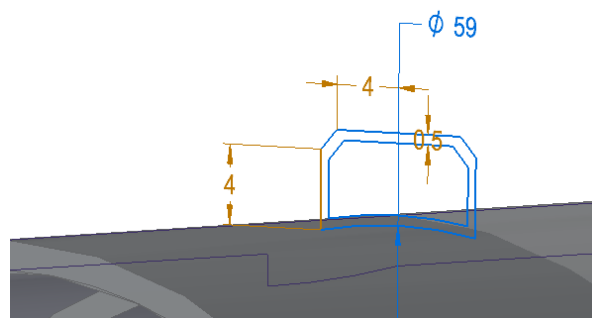
#### 6.2.3.1. Cuerpo exterior del catalizador

Para el diseño del catalizador se ha creado primero la carcasa exterior, utilizando una operación de extrusión por revolución. Comenzando por un diámetro interior de 57 mm para que acople con el exterior el tubo primario y después un diámetro interior de 55 mm que entra en contacto con el extremo del tubo primario y albergará las celdas catalizadoras. En la salida del catalizador, el diámetro interior será de 53,8 mm.



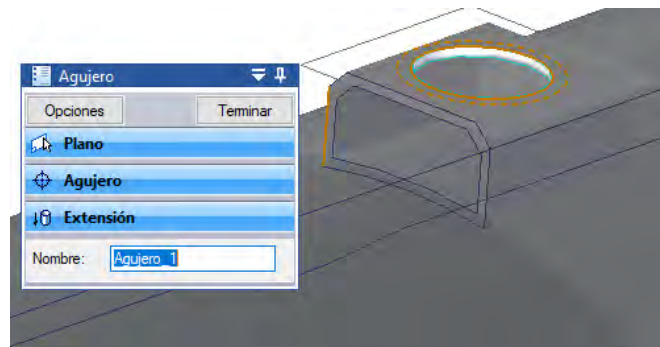
**Figura 96.** Boceto del perfil de cuerpo exterior del catalizador

Una vez creado el cuerpo principal se añaden unos salientes donde se ensamblará el protector para evitar posibles quemaduras. Para crear estos salientes se crea un plano vertical donde realizar el boceto con el perfil del cuerpo. Una vez creado el perfil se realiza una operación de extrusión.



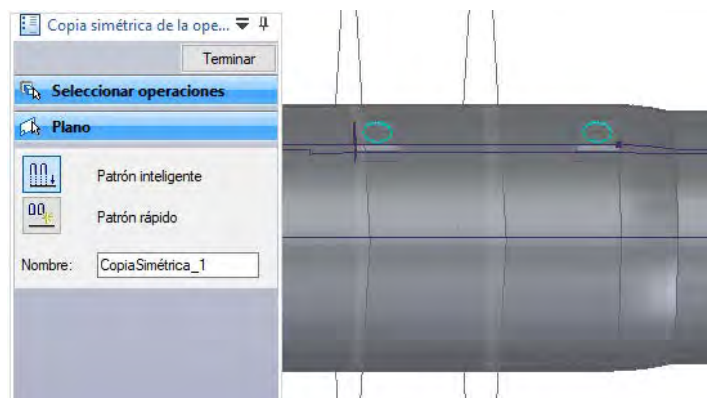
**Figura 97.** Boceto para crear soporte del protector

Tras realizar la operación de extrusión se crea el agujero que albergará el tornillo de unión entre la pieza y el protector.



**Figura 98.** Agujero del soporte del protector

Por ultimo se aplicará una operación de simetría para generar el otro soporte. Como eje de simetría se utiliza un plano paralelo al anterior colocado en el punto medio.



**Figura 99.** Operación de copia por simetría

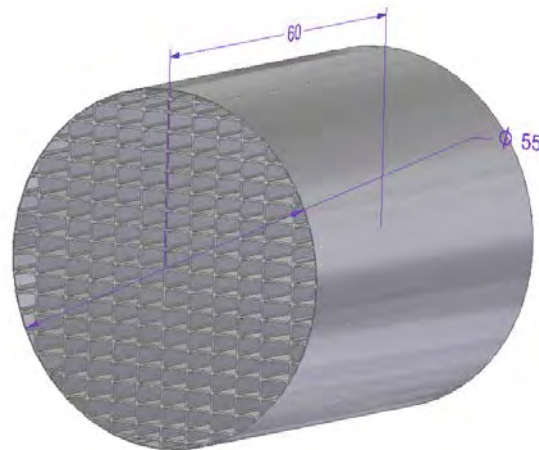
Para finalizar el diseño de esta pieza se realiza una operación de redondeo sobre el extremo de mayor diámetro.



**Figura 100.** Cuerpo exterior del catalizador

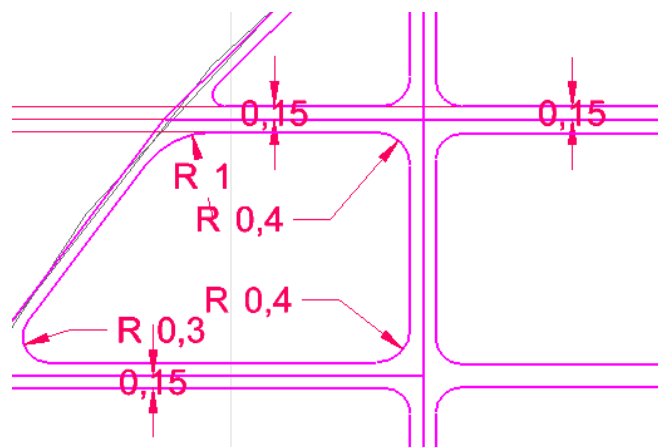
### 6.2.3.2. Cuerpo interior del catalizador

La parte interior del catalizador consiste en un bloque cilíndrico de 60 mm de largo y 55 mm de diámetro en el que se encuentran las celdas donde se realizarán las reacciones catalizadoras.

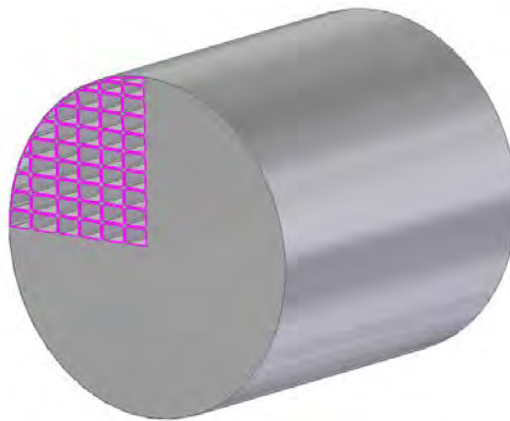


**Figura 101.** Cuerpo interior del catalizador

Su diseño comienza con la extrusión a partir del boceto de una circunferencia de 55 mm de diámetro. Sobre el plano del boceto anterior se crea otro boceto para definir las geometrías de las celdas catalizadoras. El boceto solo definirá las celdas de un cuarto de circunferencia, el resto, tras la operación de “vaciado”, se completará con operaciones de “copia simétrica de operación”.



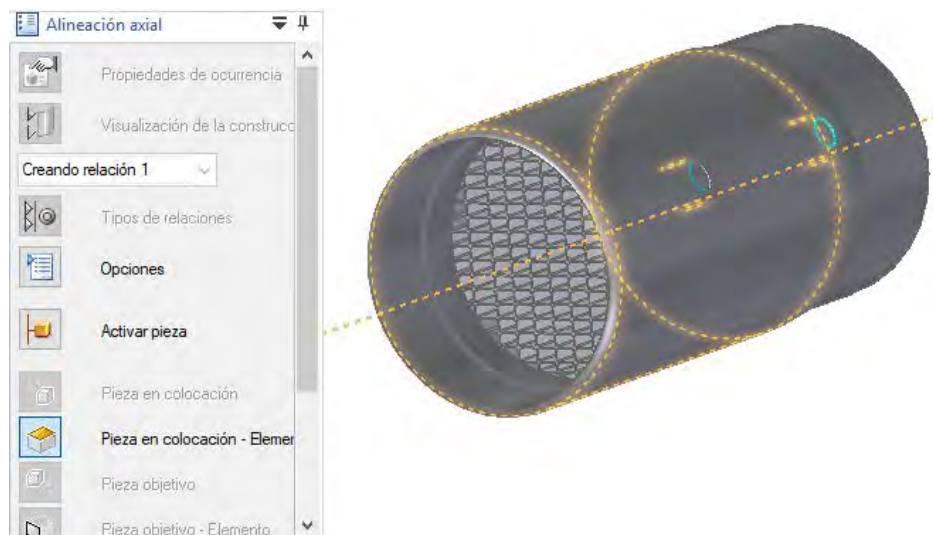
**Figura 102.** Boceto de celdas del catalizador



**Figura 103.** Operación de vaciado para crear las celdas

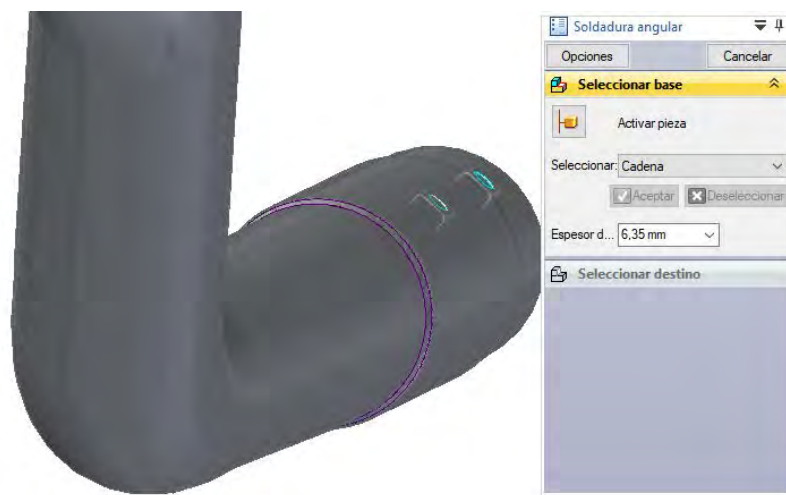
### 6.2.3.3. Ensamblaje del catalizador

Para ensamblar ambas partes del catalizador se ha utilizado el módulo “conjunto” del Solid Edge. En él, se ensamblan las piezas a través de las herramientas “coincidir caras” y “alineamiento axial”, quedando como muestra la figura 104.



**Figura 104.** Ensamblaje del catalizador

Una vez ajustado el catalizador se debe comprobar se adapte correctamente al tubo de escape. Para ello se ensambla en otro conjunto “.asm” con el colector. Además se añadirá un cordón de soldadura para fijar ambas partes y así evitar su manipulación.



**Figura 105.** Colector, tubo primario y catalizador

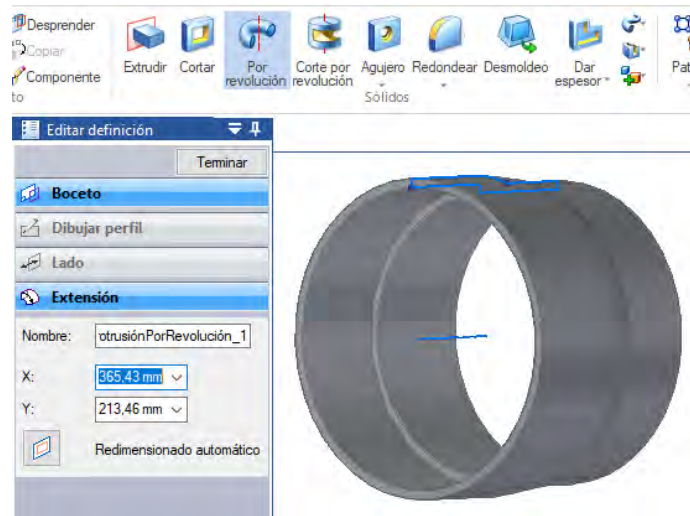
#### 6.2.4. Tubo secundario

Para continuar con el sistema de escape se crea el tubo secundario, que unirá el catalizador con el silencioso.



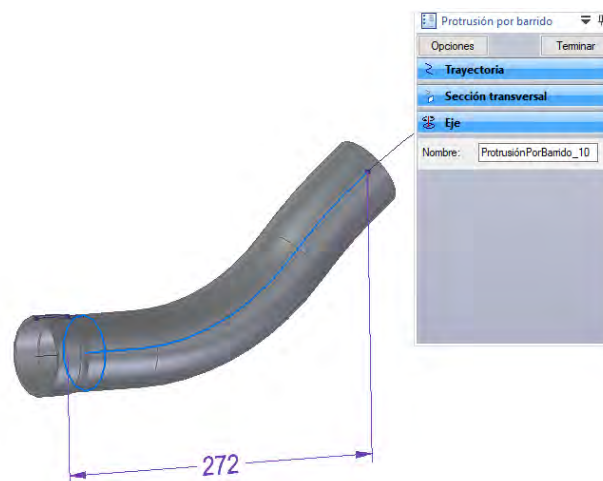
**Figura 106.** Tubo secundario

El diseño de este tramo comienza con la generación del adaptador para el acople con el catalizador. Dicho adaptador será el inicio del tubo y se crea a partir del boceto de su perfil en el plano lateral. En el boceto se define que un extremo de la pieza tiene un diámetro interior de 57,1 mm para albergar la salida del catalizador y el otro se reduce a las dimensiones de 53,8 mm de diámetro interior. A partir de este boceto se realiza una operación de revolución para crear el cuerpo. Después se realizarán dos hendiduras en el extremo para facilitar su conexión permanente con el apriete de la brida.



**Figura 107.** Diseño del acople del tubo secundario y catalizador

El siguiente trazo del tubo se crea con una protrusión por barrido siguiendo la línea del boceto creado previamente. La sección del tubo será la del extremo de menor diámetro de la parte descrita en el párrafo anterior, que coincide con las dimensiones del tubo de acero normalizado.



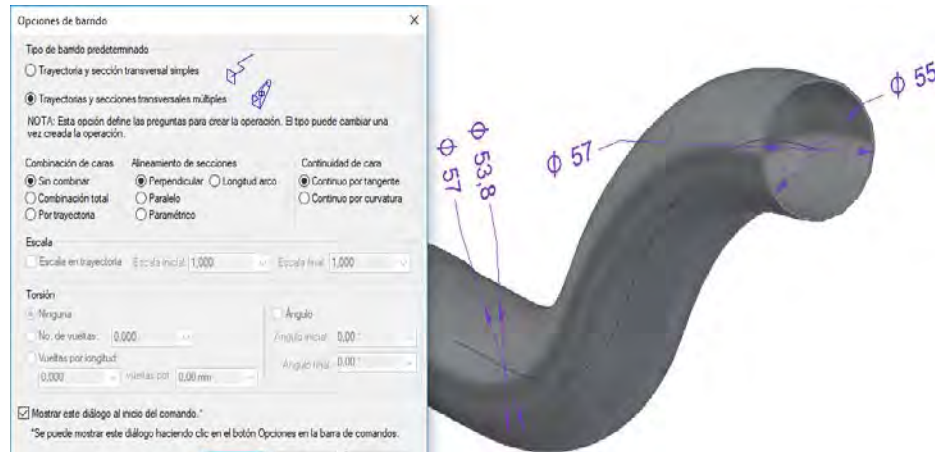
**Figura 108.** Primer tramo del tubo secundario

Después de esta protrusión por barrido se utiliza la operación de “vaciado” para crear el tubo. La siguiente parte del tubo se genera de la misma manera, excepto el último tramo.

En el último tramo del tubo varía la sección, la primera sección coincide con la sección del tubo normalizado pero en su final la sección tiene menor mayor diámetro interior, generando un



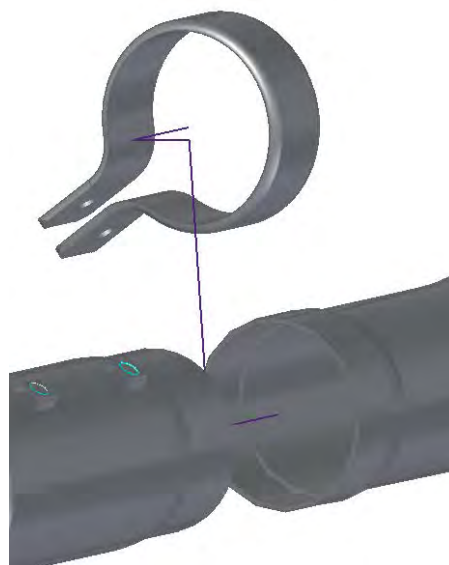
crecimiento progresivo de la sección que atraviesan los gases antes de llegar al silenciador. Para esta parte se utiliza una operación de barrido por secciones.



**Figura 109.** Último tramo del tubo y la operación de barrido

Para finalizar el diseño del tubo secundario se crean los enganches para los resortes de unión con el silenciador. El proceso de diseño de estas partes se muestra en el apartado del silenciador.

La unión entre el tubo secundario y el catalizador se realizará por el ajuste entre diámetros y una brida que rodee el punto de unión y que a su vez sirva como fijación al soporte que aguantará parte del peso del sistema de escape. El tubo exterior llevará unas hendiduras que facilitará el acople con el apriete de la brida.



**Figura 110.** Unión entre catalizador y tubo secundario



### 6.2.5. Silenciador

El diseño del silenciador se divide en dos partes. Una parte exterior, que será la que hará de cámara de resonancia y albergará los elementos de unión o fijación a otros componentes, y la parte interior, que su principal objetivo será crear una dispersión en las ondas de presión para reducir el ruido emitido.

#### 6.2.5.1. Cuerpo exterior del silenciador

La primera parte del silenciador que se diseña es la parte exterior. En primer lugar se crea un boceto en el plano derecho. Después se utiliza una operación de extrusión por revolución seleccionando ese boceto.

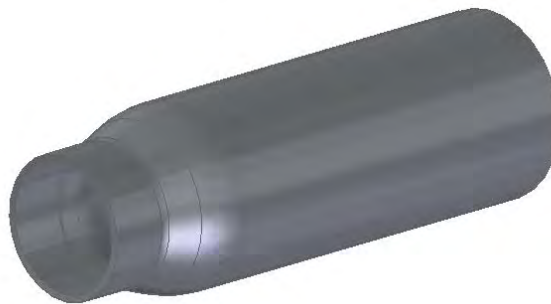


Figura 111. Cuerpo exterior del catalizador

Para diseñar los enganches para los muelles del silenciador y del tubo secundario se ha utilizado una extrusión de superficie, con forma de “V”, cuyo boceto base tiene un lado tangente al cuerpo en el que se está creando.

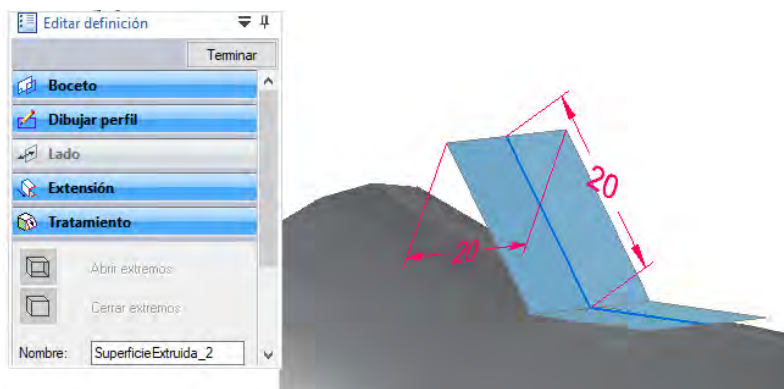
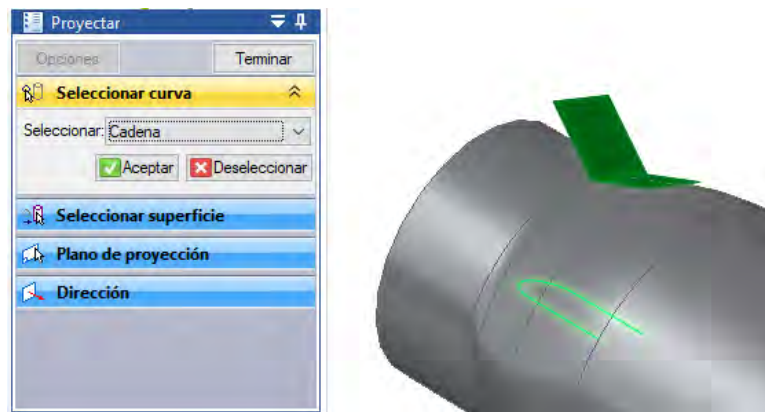


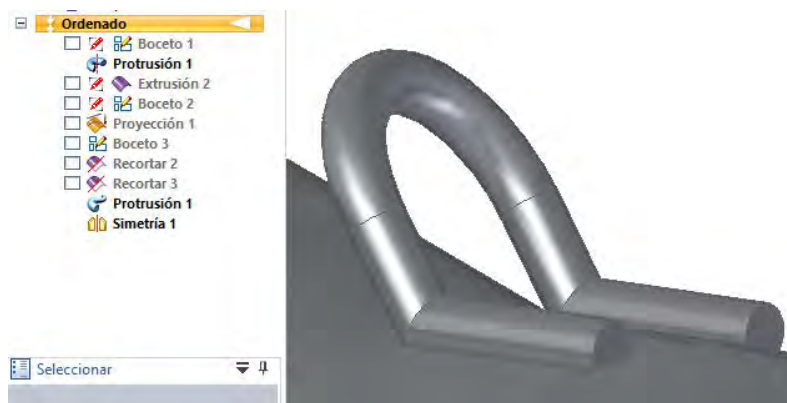
Figura 112. Extrusión de superficie para el enganche del muelle

Una vez creada esta superficie se proyecta sobre ella la curva dibujada en un boceto sobre el plano horizontal. La línea proyectada servirá de guía para recortar la superficie y crear una extrusión por barrido.

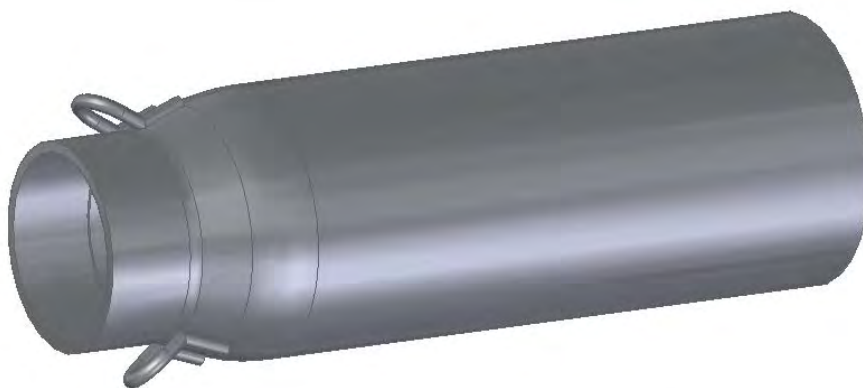


**Figura 113.** Proyección de la curva sobre la superficie

Para finalizar, en el caso del silenciador, se aplica simetría de la última operación con respecto al plano horizontal.



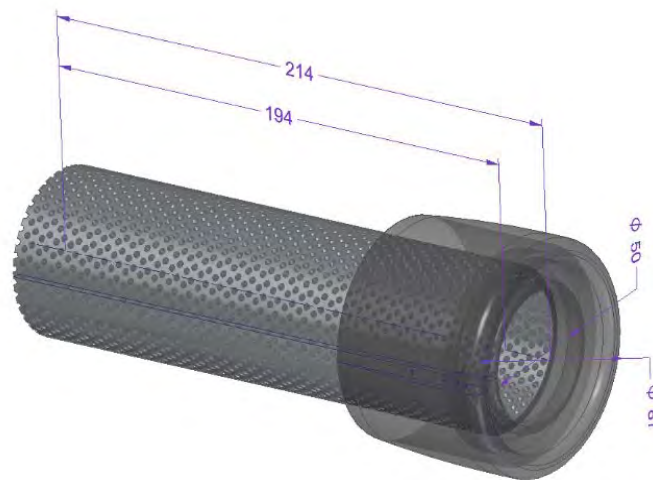
**Figura 114.** Enganche para resortes del silenciador



**Figura 115.** Cuerpo exterior del silenciador

### 6.2.5.2. Cuerpo interior del silenciador

A continuación se diseña el cuerpo interior. Este elemento es el que aprovecha la cámara que genera el cuerpo exterior y su propia geometría basada en multitud de celdas, para provocar una dispersión de las ondas de presión antes de salir al exterior del tubo, de forma que el choque de unas con otras atenúa la intensidad del sonido que producen al abandonar el sistema de escape.

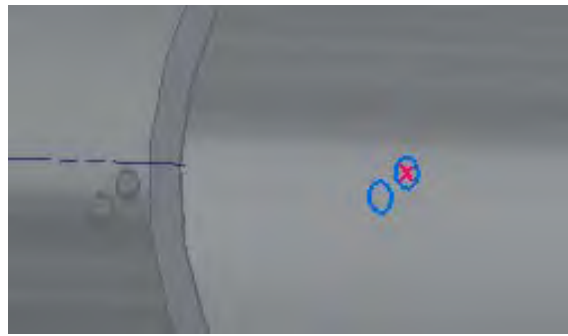


**Figura 116.** Interior del silenciador

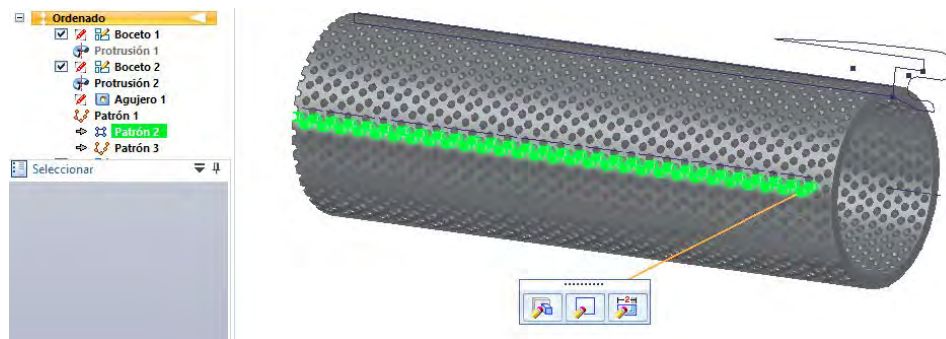
Para diseñar el este elemento se realizan dos bocetos para su posterior extrusión por revolución. Una vez realizadas las proyecciones, en el cuerpo más sencillo, se realizan dos agujeros en base a la proyección de circunferencias dibujadas en el plano horizontal. Estos dos agujeros se utilizarán como operación base para crear un patrón a lo largo del cilindro y otro rodeando su circunferencia, de forma que se creen multitud de agujeros (o celdas) a lo largo del cilindro.



**Figura 117.** Bocetos de la parte interior del silencioso



**Figura 118.** Agujeros dibujados en el plano y proyectados sobre el cuerpo de revolución



**Figura 119.** Patrones para generar el resto de agujeros

La otra parte del cuerpo generada por revolución será la parte exterior, que carecerá de bordes punzantes o cortantes y se unirá a la carcasa tanto por el ajuste de sus diámetros como por un cordón de soldadura en el exterior para evitar su manipulación por el usuario.



**Figura 120.** Salida del silenciador

En la última parte de este capítulo se prestará atención a las fijaciones del dispositivo. El silencioso se sujetará al subchasis por medio de una brida y una pletina.



**Figura 121.** Silenciador y su soporte

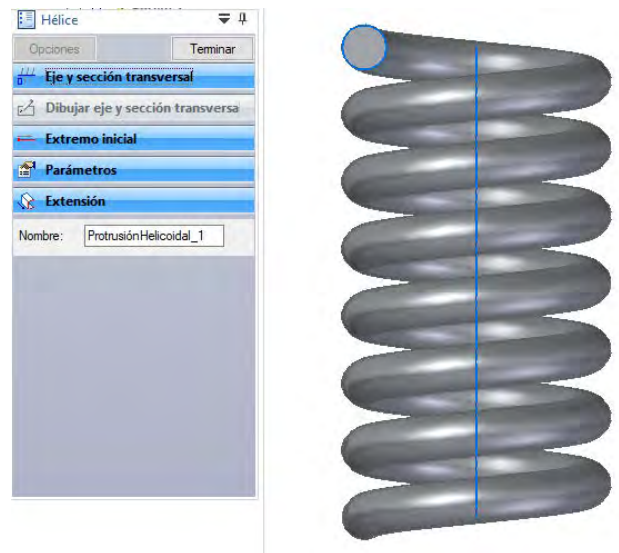
#### 6.2.6. Resortes de unión

Para unir este conducto al silencioso se acopla en su interior y se utilizan dos muelles por la parte exterior para mantener la tensión entre ambas partes.



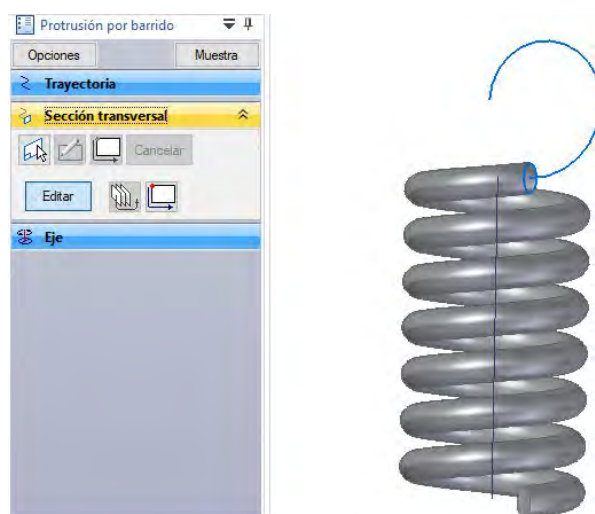
**Figura 122.** Unión exterior entre tubo y silencioso

Para diseñar los muelles se parte de un boceto en el que se define la sección del cuerpo helicoidal y el eje alrededor del cual se generará el barrido helicoidal. En esta operación se define la longitud del eje y el paso o el número de vueltas del resorte



**Figura 123.** Operación de barrido helicoidal

Una vez creado el cuerpo helicoidal se crean dos bocetos, uno en cada extremo, para realizar el gancho que se agarrará al objeto determinado, en este caso al enganche del silencioso. A partir de estos bocetos, mediante operaciones de extrusión por barrido se termina de diseñar el resorte helicoidal.



**Figura 124.** Protrusión por barrido para crear el gancho

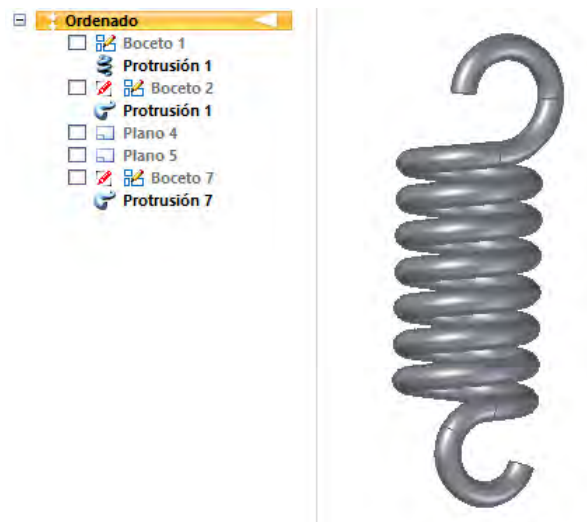


Figura 125. Diseño del resorte helicoidal

#### 6.2.7. Pieza de unión al motor

Otra fijación importante es la que une al colector al motor. Se diseña mediante una operación de “protrusión” a partir de un boceto en el que aparecen los agujeros para el paso del colector y de los dos espárragos del motor de métrica M8.

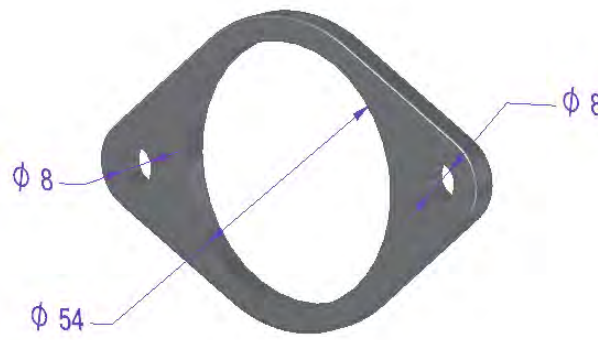


Figura 126. Soporte del colector

#### 6.2.8. Bridas

El sistema de escape cuenta con dos bridas cuya misión es mantener el sistema de escape unido a los soportes destinados a fijar dicho sistema a la motocicleta. Además una de las bridas cumplirá también la función de mantener la unión entre el catalizador y el tubo secundario.



### 6.2.8.1. Brida de sujeción intermedia.

Esta brida es la que mantendrá ensamblados al catalizador y el tubo secundario y servirá de unión al soporte que anclará el sistema de escape al chasis. Su posición se puede ver en las figura 110.

Para su diseño, en primer lugar, se crea el boceto de su perfil y posteriormente se realiza una operación de extrusión de superficie siguiendo la línea generada en el boceto.



**Figura 127.** Extrusión de superficie a partir del boceto para la brida

Una vez obtenida la superficie se utiliza el comando “Incrementar espesor” para generar el cuerpo y determinar su espesor de 3mm. Después se redondean los salientes exteriores con la operación de redondeo, definiendo un radio de 3 mm. Por último se generan los agujeros de 8 mm que albergarán los tornillos.



**Figura 128.** Diseño de la brida de sujeción intermedia

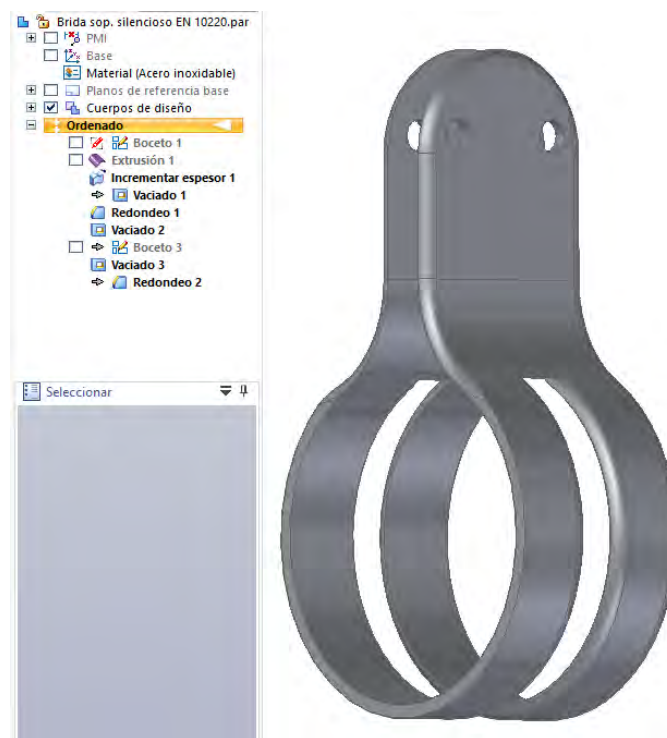


### 6.2.8.2. Brida de sujeción del silencioso.

Esta es la brida que abrazará al silenciador, se puede ver su posición en la figura 121.

El proceso de diseño esta brida es muy parecido al descrito en el apartado anterior. Primero se crea un boceto de la misma manera y después se utiliza como perfil de extrusión para una superficie. Posteriormente se otorgará un espesor de 3 mm a dicha superficie para crear el cuerpo de la brida.

Una vez definido el cuerpo de la brida se redondean sus extremos y se realiza un vaciado en su parte central para reducir su peso. Por último se crean los agujeros que servirán de alojamiento a los tornillos del soporte.



**Figura 129.** Diseño de la brida del silencioso

### 6.2.9. Soportes

En este apartado se expondrá como se ha realizado el diseño de las piezas que unirán el sistema de escape al chasis y subchasis.

#### 6.2.9.1. Soporte de anclaje al chasis.

Este soporte irá situado en la parte intermedia del sistema de escape, junto al catalizador. En su parte superior se unirá a la brida con un tornillo de métrica M8 y en su parte inferior se unirá al chasis con un tornillo de métrica M10. Además se colocará un silentblock entre medias para evitar vibraciones parasitarias o posibles roces entre componentes.



Figura 130. Tubo secundario, brida y soporte

Para su diseño se crea un boceto en el que se dibuja el trazado de su perfil inicial. Este boceto se utilizará como base para una extrusión de superficie como refleja la figura 131.

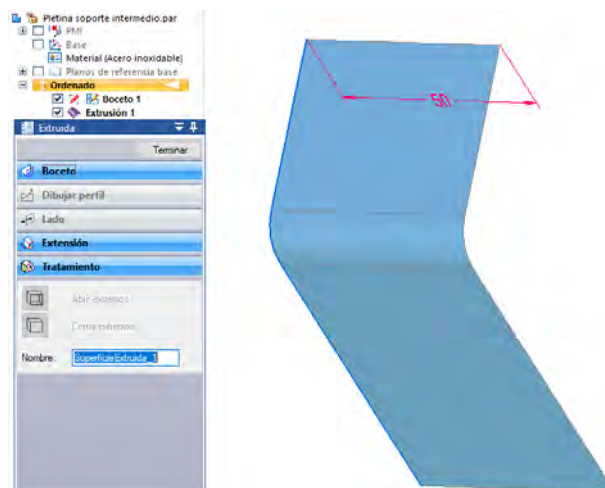


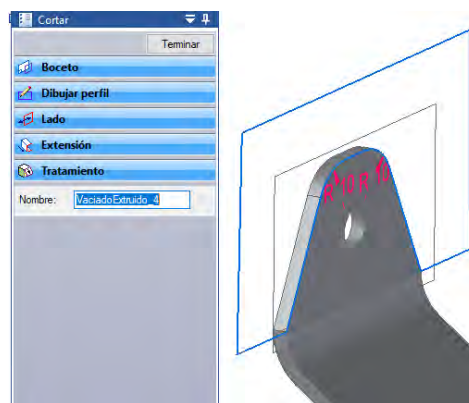
Figura 131. Desarrollo del soporte intermedio

Una vez creada la superficie se usa el comando “incrementar espesor” para generar el cuerpo de 3 mm de grosor.

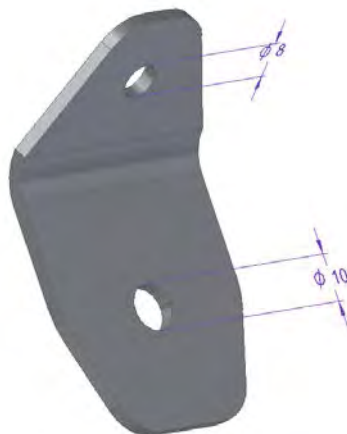


**Figura 132.** Incrementar espesor de soporte

Para definir la forma de final del soporte se realizan operaciones de “corte” siguiendo los bocetos dibujados sobre planos coincidentes con las caras del soporte. De esta manera también se realizan los agujeros para la tornillería.



**Figura 133.** Corte de la parte superior del soporte intermedio

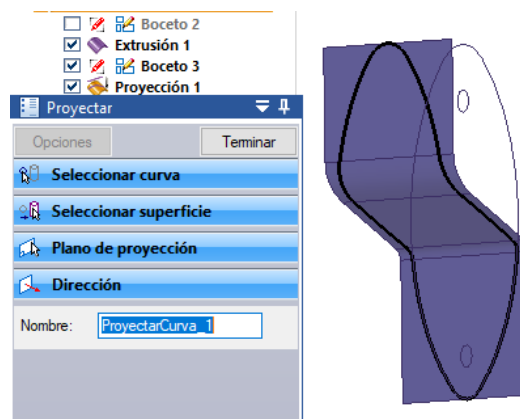


**Figura 134.** Soporte de anclaje al chasis

### 6.2.9.2. Soporte de anclaje al subchasis.

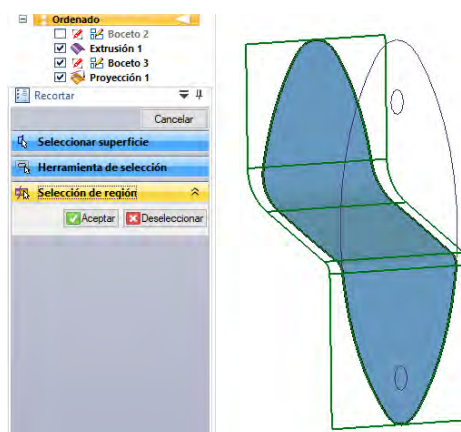
En este apartado se expone como se ha desarrollado el diseño del soporte del silenciador, que unirá la brida de este al subchasis.

El diseño de esta pieza comienza igual que el descrito en la página anterior, con la traza del perfil en un boceto y su posterior extrusión de superficie. Después de obtener esta superficie se crea otro boceto con la forma frontal de la pieza. A continuación este boceto se proyecta sobre la superficie creada como muestra la figura 135.



**Figura 135.** Proyección del boceto sobre la superficie

Para continuar con el diseño, se utiliza la curva proyectada para “recortar” la superficie y darle la forma que tendrá la pieza final.



**Figura 136.** Operación de recorte de la superficie.

Finalmente se incrementará el espesor de la superficie y se realizarán los agujeros para los tornillos.

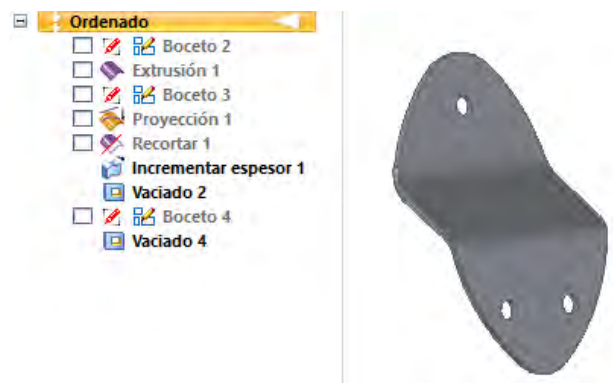


Figura 137. Soporte de anclaje al subchasis

#### 6.2.10. Protector

En este apartado se expone como se ha realizado el diseño de la pieza que protege al usuario de la motocicleta de posibles quemaduras con el catalizador.

Para diseñar el protector del catalizador se crea el perfil de la pieza en un boceto. Después se utiliza una operación de “protrusión” para crear el cuerpo de la pieza. Una vez creado este cuerpo se redondean sus salientes exteriores con un radio de 3 mm.

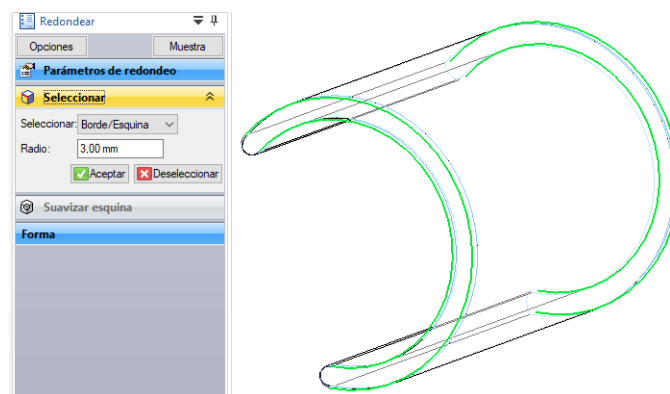
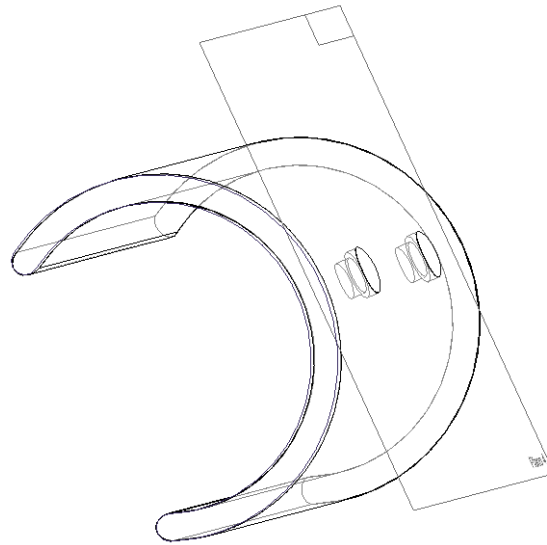


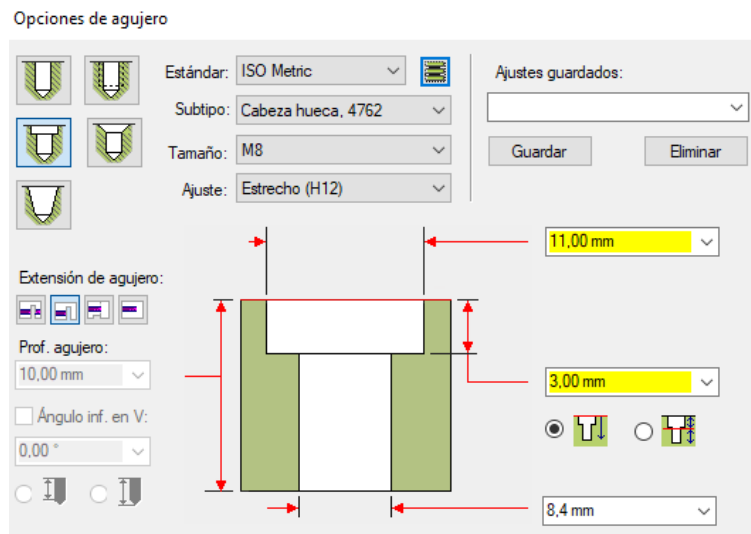
Figura 138. Operación de redondeo en el protector

Una vez generado el cuerpo del protector, para finalizar el diseño, se crean los agujeros para los tornillos, incluyendo la forma para albergar la forma del tornillo. Para realizar, en primer lugar, hay generar un plano tangente al cuerpo en el que dibujar el boceto de los agujeros de los tornillos.



**Figura 139.** Plano tangente

Para crear los agujeros se utiliza la operación “agujero” y se definen las características del mismo en el menú de opciones.



**Figura 140.** Menú de opciones para agujero

Finalmente el diseño del sistema de escape queda como se muestran en las figuras 141, 142 y 143.



**Figura 141.** Vista posterior del sistema de escape



**Figura 142.** Sistema de escape. Vista lateral



**Figura 143.** Sistema de escape.

Como se ha comentado anteriormente, este sistema de escape cuenta con tres puntos de anclaje pero mediante el análisis modal se comprobará si son realmente necesarios.



## 7. Simulación modal

### 7.1. Introducción

Como ya se ha comentado anteriormente, el análisis modal consiste en el estudio de las frecuencias naturales y formas de vibración de un cuerpo. En este caso, mediante la simulación modal, se pretende conseguir valores aproximados de las frecuencias naturales del sistema de escape y sus componentes con objeto de estudiar su comportamiento ante las vibraciones originadas durante el funcionamiento del motor y movimiento de la motocicleta.

En primer lugar se determinarán las frecuencias naturales de los principales elementos del sistema (colector, catalizador tubo secundario y silencioso). A continuación se estudiará su comportamiento asumiendo condiciones de contorno similares a las de su situación en la motocicleta. Una vez estudiados estos elementos se analizará el sistema de escape completo en las mismas situaciones.

Para realizar la simulación modal de la propuesta de diseño se han utilizado dos software de simulación, ANSYS y Solid Edge Simulation.

### 7.2. Simulación a través de Ansys

Para realizar el estudio mediante el software ANSYS se parte de su primera interfaz, ANSYS Workbench. En ella se define el tipo de análisis que se va a realizar y posteriormente se incluyen en la base de datos del análisis los materiales que se van a simular y la geometría del estudio.

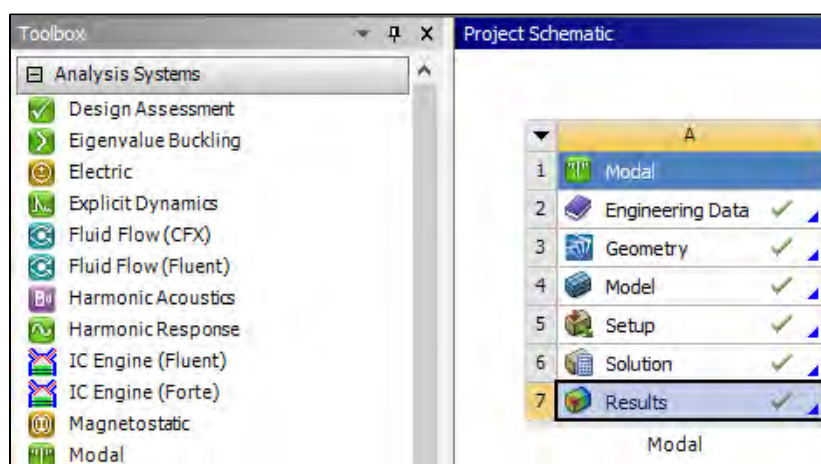
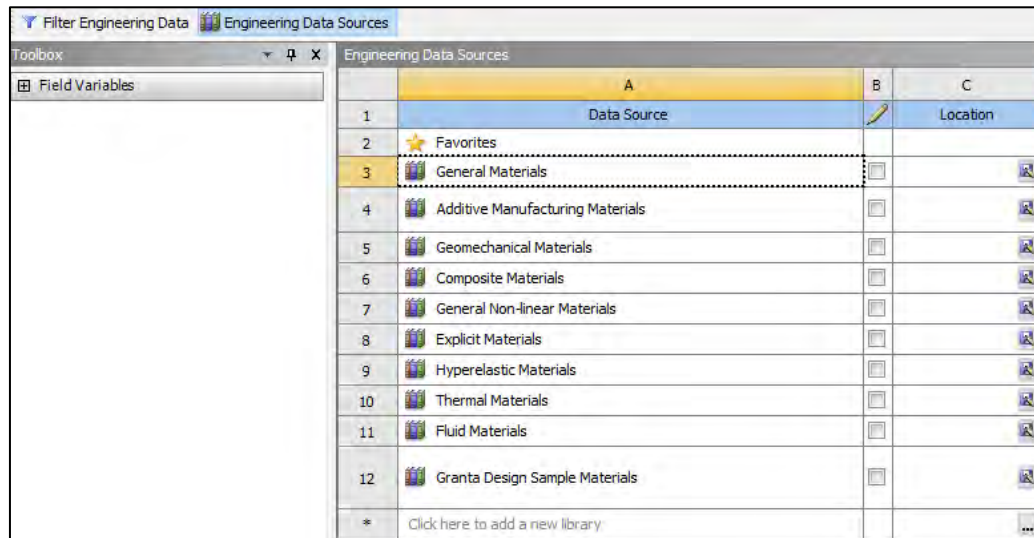


Figura 144. Workbench con análisis modal

Para determinar los materiales que se van a utilizar en el estudio se deben indicar a través de la sección "Engineering Data", donde se accede a los datos de materiales almacenados por el

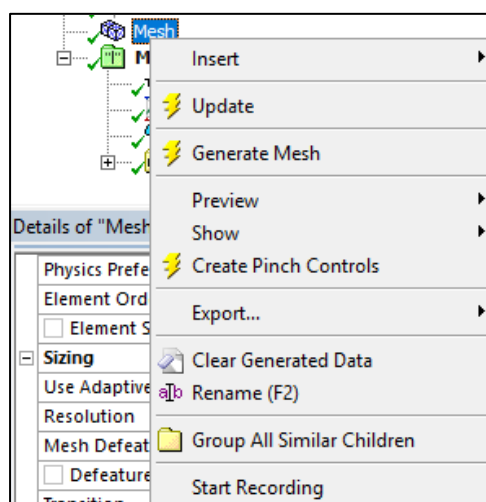
software. Una vez seleccionados los materiales, que en este caso será acero inoxidable (cuyas propiedades pueden verse en la tabla 4 que aparece en el próximo apartado), se pasa a la segunda interfaz, donde se cargará la geometría del problema.



**Figura 145.** Menú “Engineering Data” para selección de material (ANSYS)

Después de definir los materiales que intervendrán en la simulación se importa el cuerpo que se desea estudiar. En este caso se importan las piezas del sistema de escape, transformada del archivo “.par” al archivo en formato “.stp”.

Para mallar la geometría se parte del mallado generado automáticamente por el programa y después se ajusta a las necesidades del problema, variando el tamaño de los elementos, su transición en cambios de geometría, su resolución, el ángulo de los elementos, etc.



**Figura 146.** Generación del mallado

En el apartado de configuración del análisis modal se definen las condiciones de contorno y otras opciones de análisis como el número de modos de vibración. En las condiciones de contorno se declaran los tipos y puntos de sujeción del sistema y la temperatura. En los estudios realizados en este trabajo se utilizarán la condición de restricción de movimiento “cylindrical support” y de temperatura, y se recogerá la información de 40 modos de vibración.

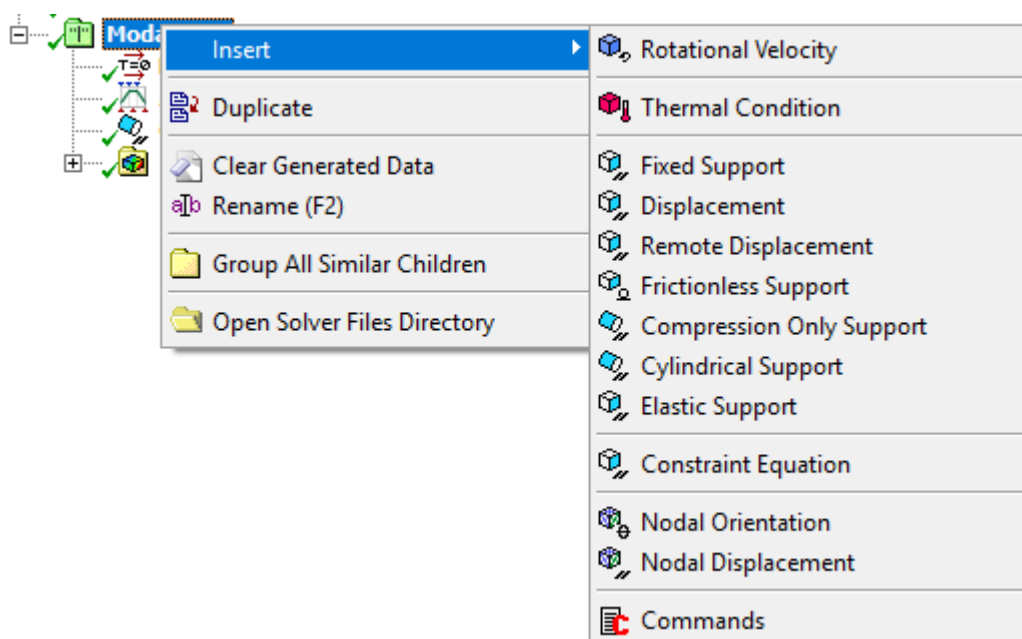


Figura 147. Opciones de condiciones de contorno

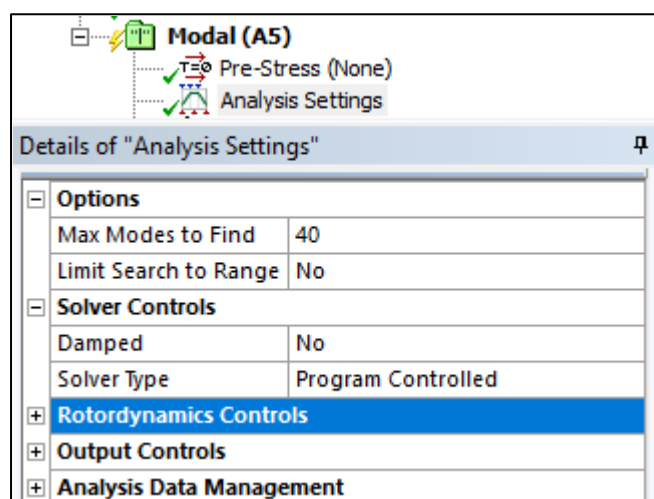


Figura 148. Configuración del análisis

Una vez concretados los puntos anteriores se define el tipo de resultado que se desea obtener y se procede a realizar la simulación. Los resultados que se obtendrán en este estudio serán las deformaciones o desplazamientos y las frecuencias.

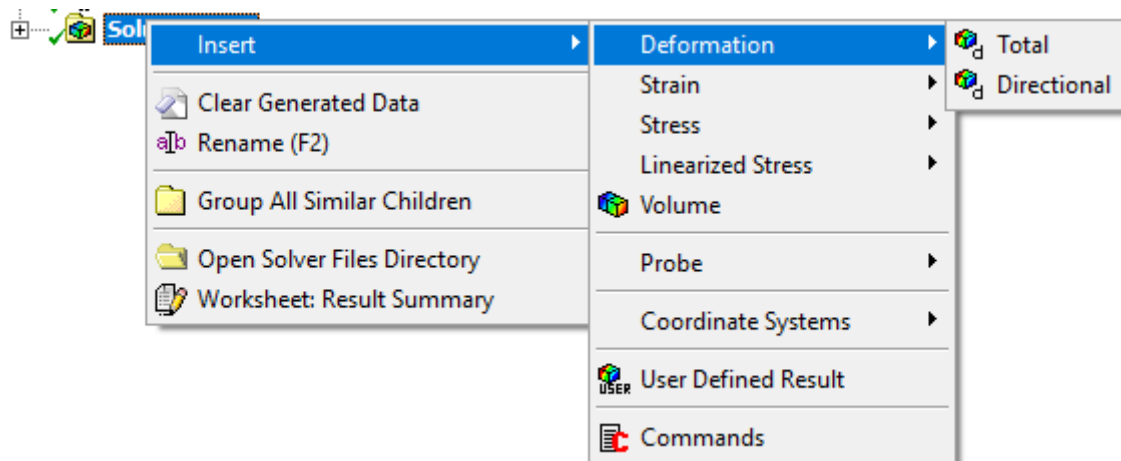


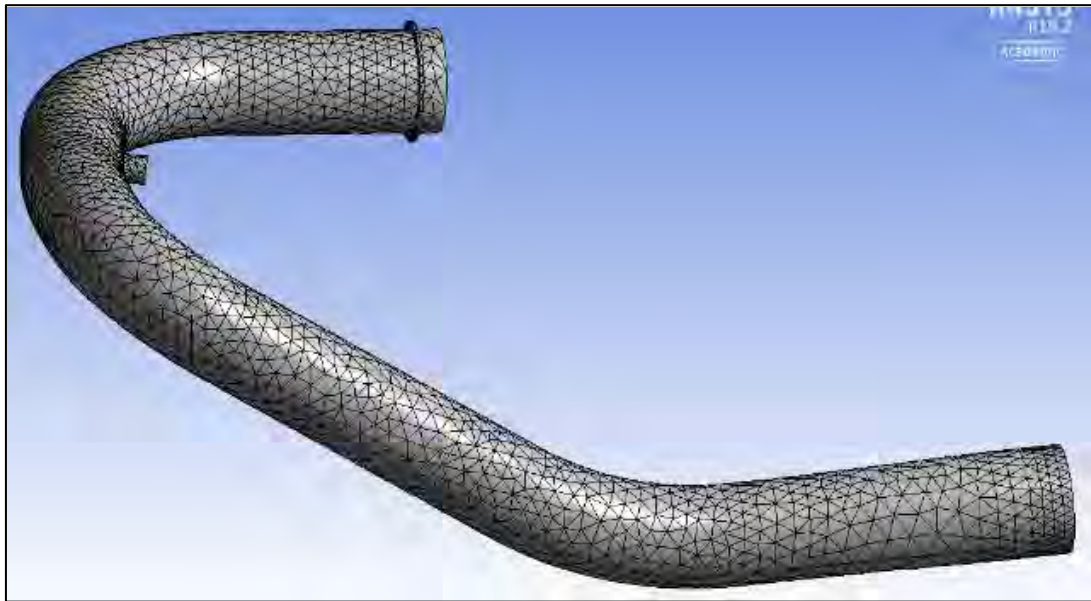
Figura 149. Opciones de datos de solución

En este caso se trabajará con la versión académica de ANSYS, por tanto el número de elementos y nodos que tendrá el mallado del cuerpo queda limitado a 32.000 unidades.

### 7.2.1. Análisis del colector mediante Ansys.

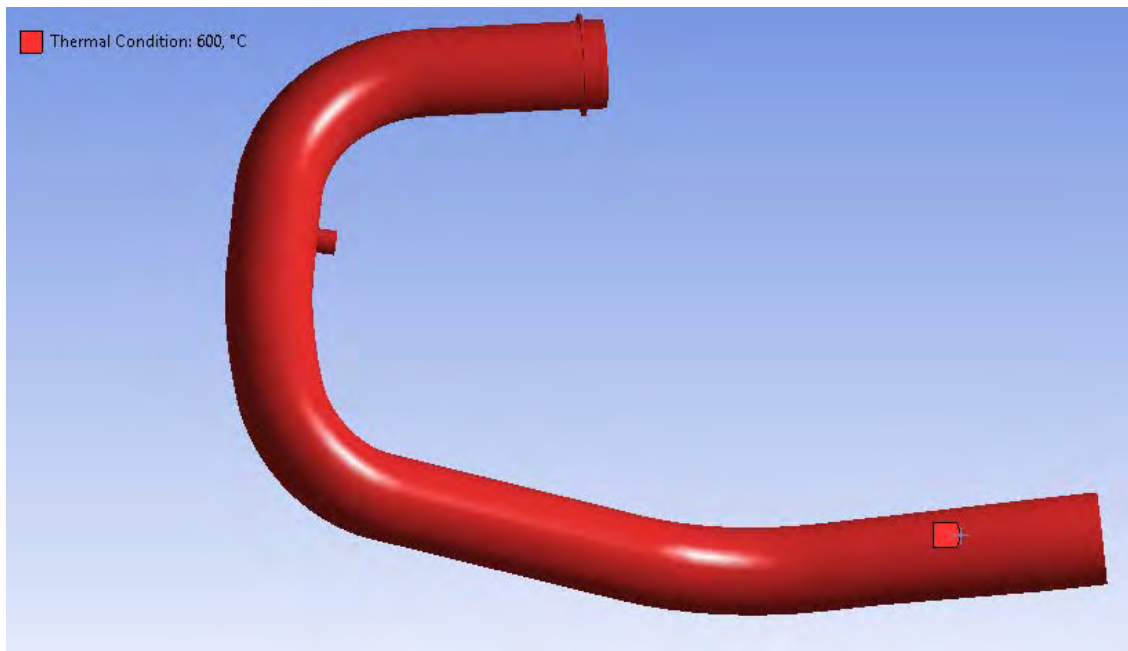
En este apartado se indica como se ha realizado el análisis del colector. Para ello se debe tener en cuenta su geometría, para facilitar el procedimiento de lectura por parte de ANSYS se eliminan las geometrías más problemáticas, en este caso, el agujero y la rosca que albergará la sonda lambda.

Una vez cargada la geometría a partir del archivo en formato .stp se asigna el material, que será acero inoxidable, y se procede a realizar el mallado.

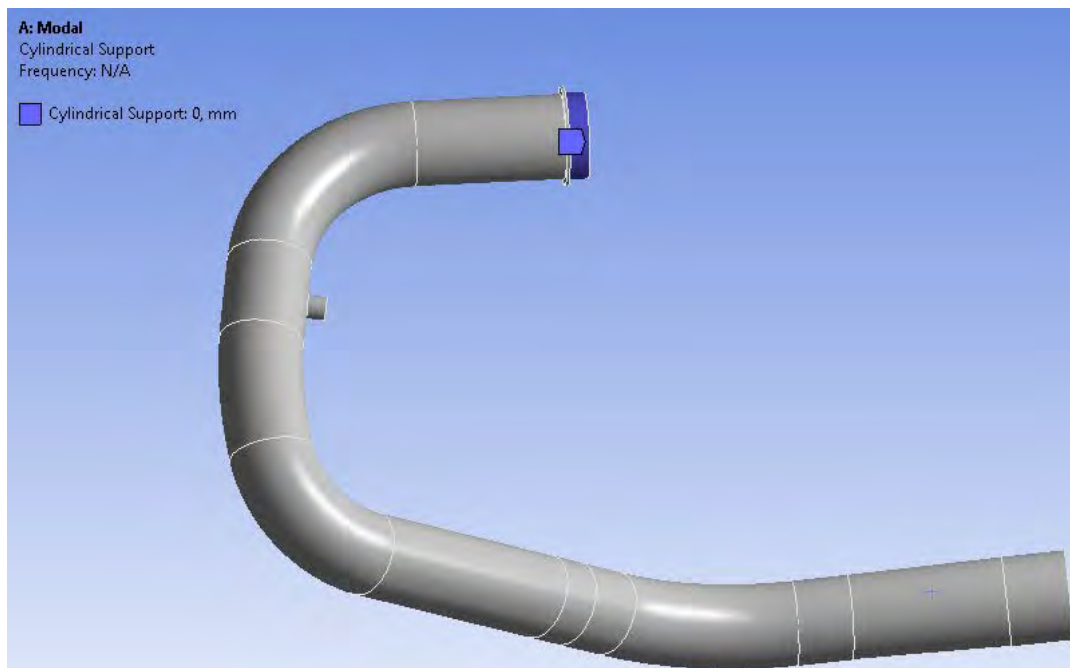


**Figura 150.** Mallado del colector

Tras el mallado se pueden definir las condiciones de contorno. Para este elemento en concreto se realizará en primer lugar un análisis en vibración libre, es decir, sin condiciones de restricción. A continuación se establece la condición de temperatura y se analiza el comportamiento a 600°. Por último se establece la condición de sujeción al motor.



**Figura 151.** Condición de temperatura en el colector



**Figura 152.** Condición de anclaje al motor

Tras definir las condiciones de contorno se determina el número de modos de vibración que se simularán en análisis y se define el tipo de solución a obtener. En este caso además de las frecuencias se obtendrá el desplazamiento o deformación del cuerpo.

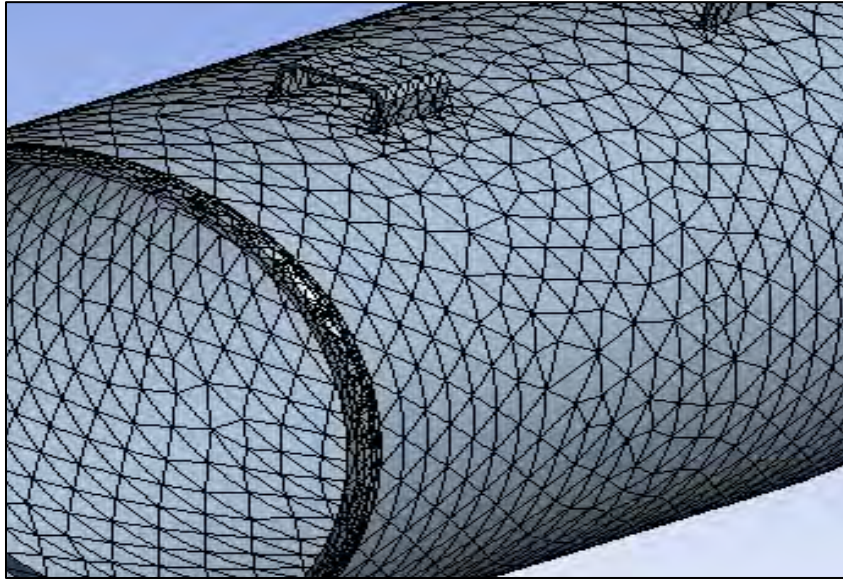
### 7.2.2. Análisis del catalizador mediante Ansys.

Para analizar el catalizador también se realiza una leve simplificación en su geometría que consiste en eliminar los agujeros en los se acoplarán los tornillos del protector térmico. A continuación se realiza el mallado del cuerpo.

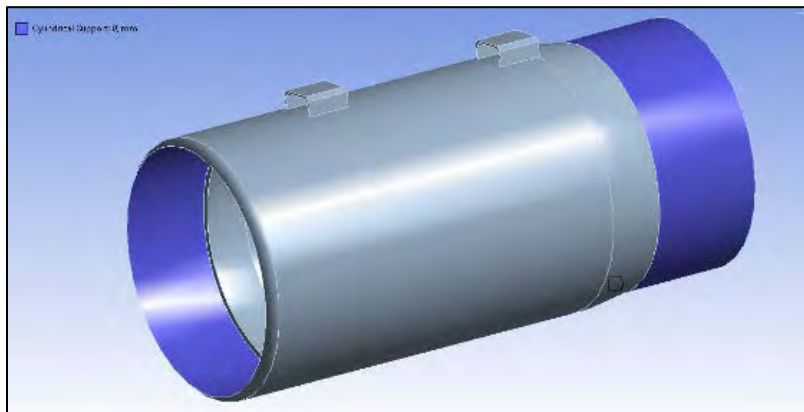
Después de mallar el cuerpo se declaran las condiciones de contorno, que serán nulas para el primer análisis y dos sujeciones para simular su unión al tubo primario y al secundario.

Una vez definidas las condiciones de simulación se procede a obtener los resultados.





**Figura 153.** Mallado del catalizador

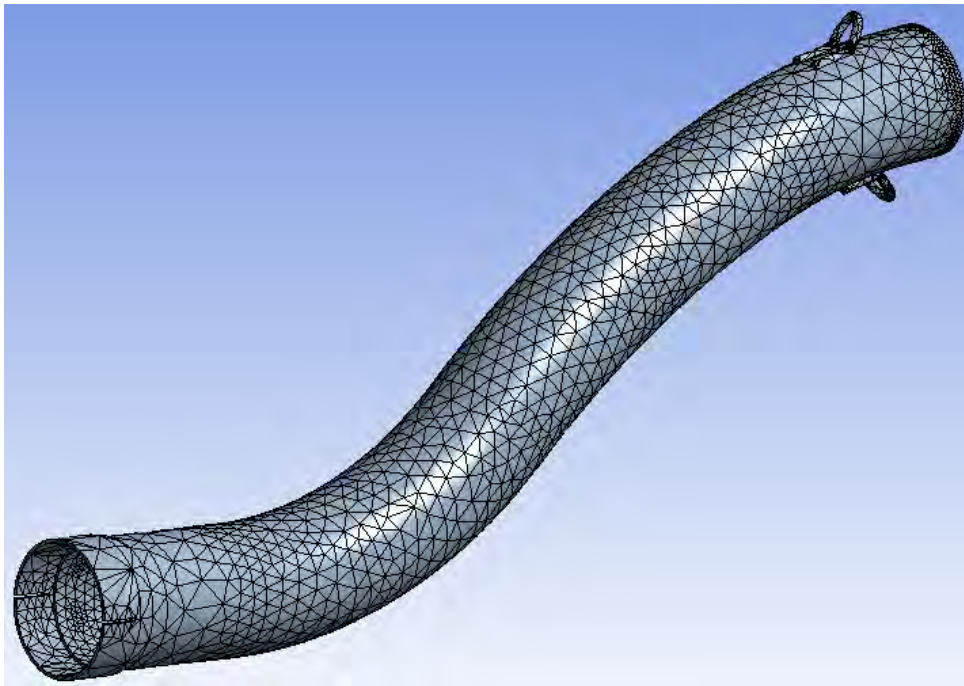


**Figura 154.** Condición de contorno de doble sujeción

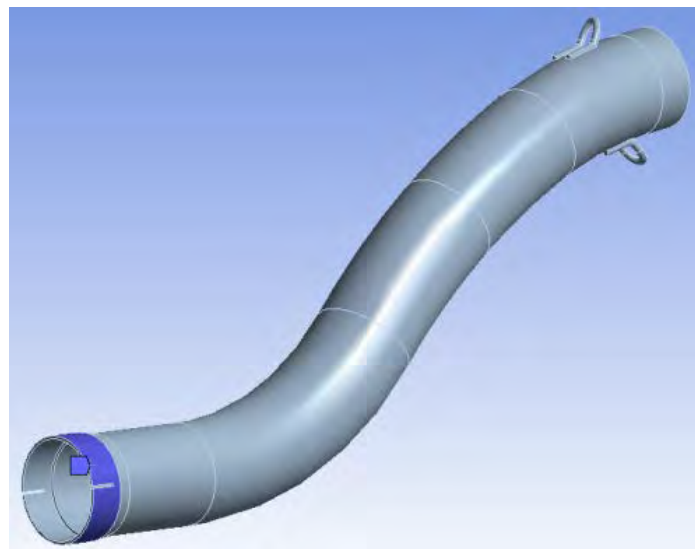
### 7.2.3. Análisis del tubo secundario mediante Ansys.

La primera simulación de esta pieza se realiza en condición de vibración libre y después se simula con una restricción en su parte inferior, donde llevará la brida de anclaje al chasis y de unión al catalizador.





**Figura 155.** Mallado del tubo secundario

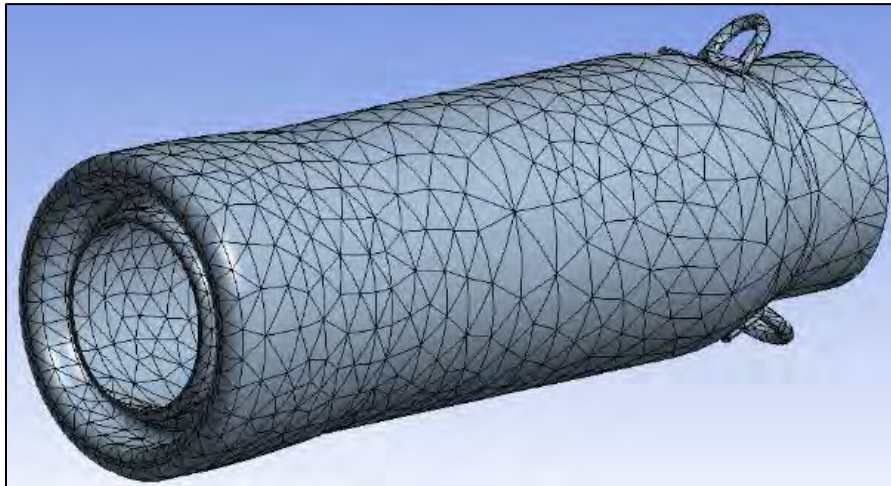


**Figura 156.** Condición de anclaje inferior

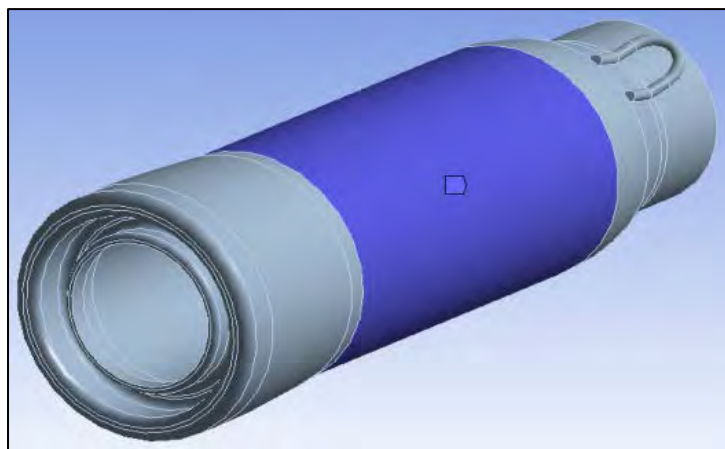
#### 7.2.4. Análisis del silencioso mediante Ansys.

Para realizar las simulaciones del silenciador, con objeto de poder facilitar la lectura de la geometría y no superar el límite de nodos establecido para la versión académica, se simplifica el interior del silenciador eliminando los agujeros del resonador interior.

Se realizará la simulación en condiciones de vibración libre para encontrar sus frecuencias naturales y con la condición de sujeción en su cara exterior.



**Figura 157.** Mallado del silenciador

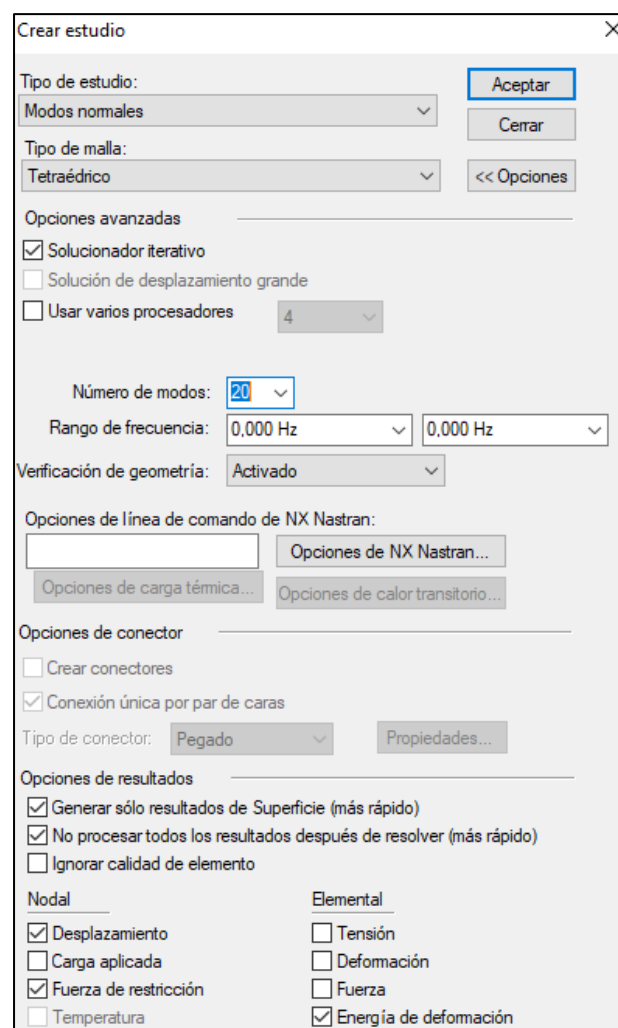


**Figura 158.** Sujeción del silenciador

### 7.3. Simulación mediante Solid Edge Simulation.

En este apartado se explicará cómo se puede realizar la simulación de vibraciones en los cuerpos del diseño mediante Solid Edge Simulation. Se simularán las mismas piezas que en ANSYS y con las mismas condiciones de contorno, excepto la condición de temperatura.

En primer lugar, una vez creado el modelo a estudiar se abre el módulo de simulación, donde se elegirá el tipo de estudio a realizar. En este caso será un análisis modal con 20 modos de vibración (máximo permitido por la versión de software). En este paso también se podrá elegir la información que se recogerá en la solución.



**Figura 159.** Menú de configuración para simulación en Solid Edge

El siguiente es indicar el material de la pieza que se va a estudiar, en este caso será acero inoxidable, que cuenta con las siguientes propiedades expuestas en la tabla 4.

**Tabla 4.** Propiedades del acero inoxidable

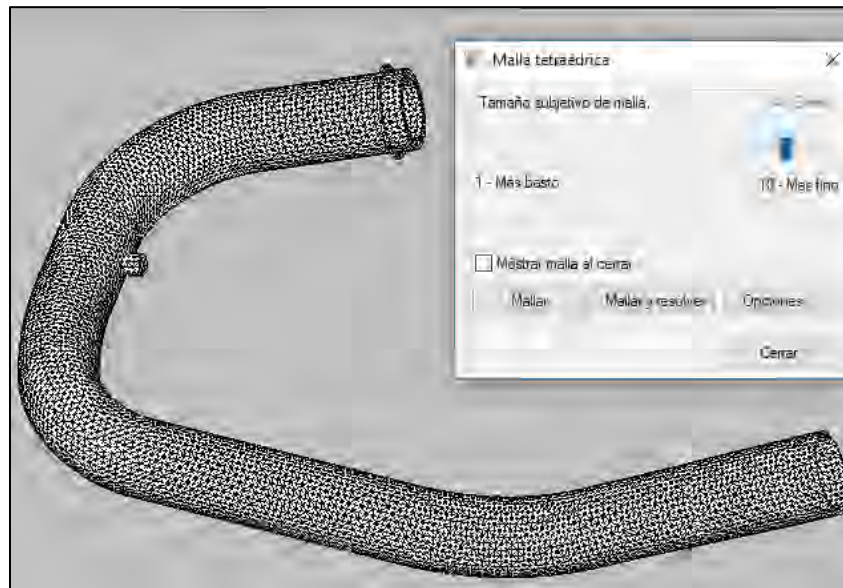
| Propiedad               | Valor                 |
|-------------------------|-----------------------|
| Densidad                | 7,8 g/cm <sup>3</sup> |
| Conductividad térmica   | 0,017 kW/m-C          |
| Calor específico        | 502 J/kg-C            |
| Módulo de elasticidad   | 193,196 GPa           |
| Coefficiente de Poisson | 0,290                 |
| Límite elástico         | 310,3 MPa             |
| Tensión de rotura       | 641,2 MPa             |

Una vez definido el material se declaran, si es necesario, las condiciones de contorno o restricciones. Para los casos de vibración libre no se utilizará ninguna restricción, para la restricción de anclaje del colector al motor, del tubo a su punto de anclaje intermedio o del silenciador se utilizará la restricción cilíndrica, igual que se ha descrito para el proceso del software anterior.



**Figura 160.** Restricción cilíndrica para el colector

Una vez definidas las condiciones de contorno se continúa con el mallado de la geometría. Aplicando en el módulo de mallado se pueden definir las características de la malla en cuanto a tamaño de los elementos y sus tolerancias.



**Figura 161.** Mallado en Solid Edge Simulation

Por último se ejecuta la simulación y se obtendrán los resultados. Se llevarán a cabo las mismas simulaciones que las descritas para ANSYS.

### **7.3.1. Análisis del sistema completo. Simplificación de geometría.**

El sistema de completo, en lo que al conducto de escape se refiere, se trató de simular del mismo modo que las piezas individuales pero debido a la geometría del conjunto, el software daba problemas porque la exigencia de la malla era demasiado elevada y tardaba demasiado tiempo en llegar a una solución o bien porque no podía recoger bien la información del modelo continuo. Por tanto, para poder llevar a cabo la simulación del conjunto se optó por simplificarlo y someterlo a la simulación como una única pieza.

Para saber que partes crean mayor problema a la hora de crear el mallado del sistema se utiliza la herramienta de Solid Edge “verificador de geometría”. Esta herramienta señalará sobre qué zonas actuar en la simplificación.

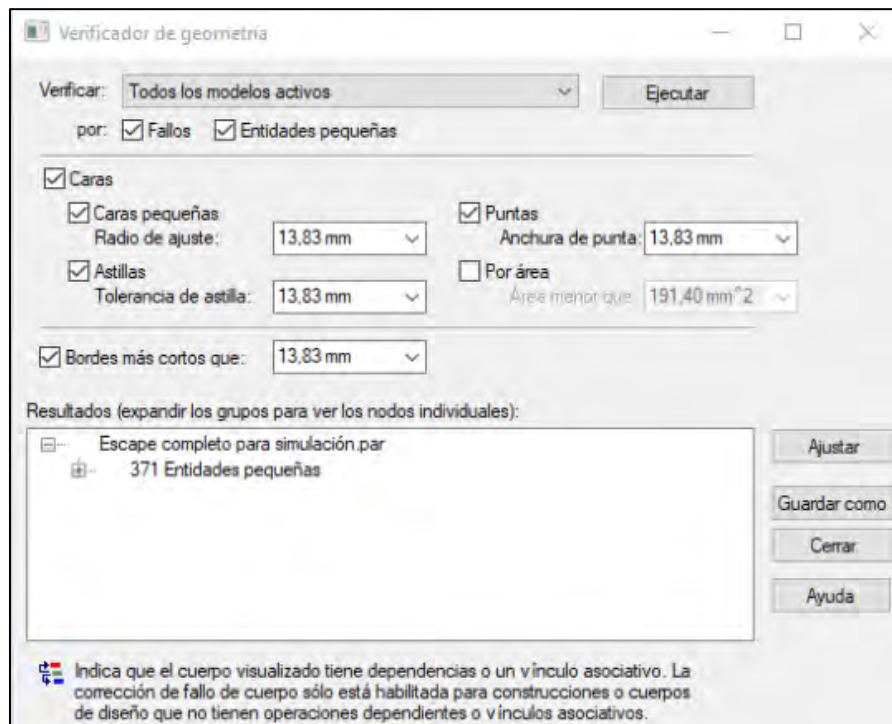


Figura 162. Verificador de geometría



Figura 163. Zonas más conflictivas para realizar el mallado

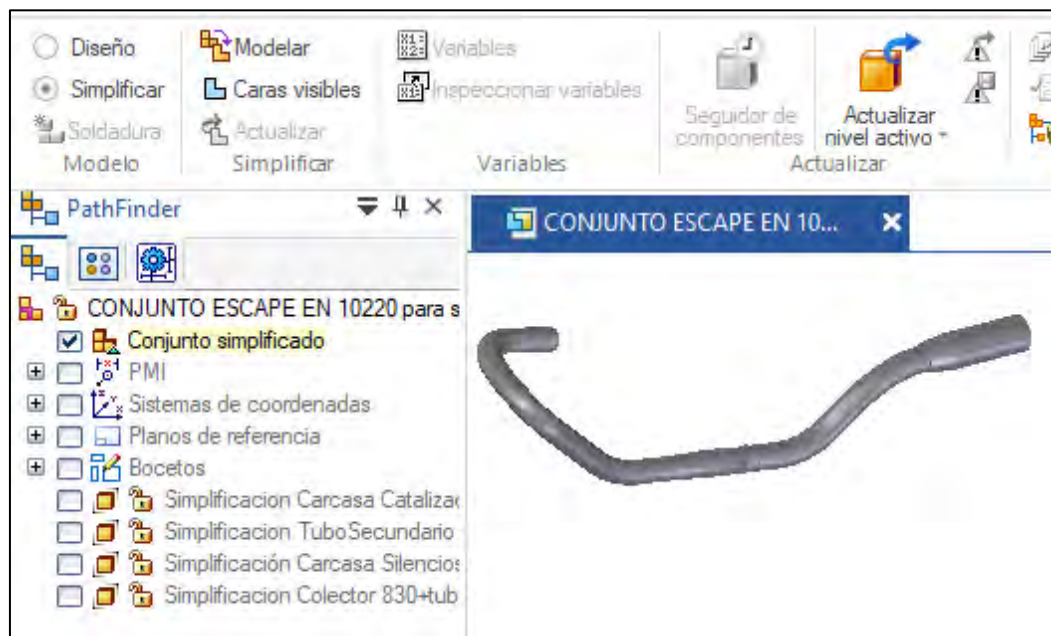
Tras varias pruebas, se llegó al siguiente conjunto simplificado, que como se puede observar en la siguiente imagen (figura 164), está compuesto por los mismos componentes que el original pero con sus diseños simplificados.





**Figura 164.** Sistema de escape simplificado

Una vez que se cuenta con el conjunto simplificado, se utiliza la herramienta “Simplificar” mediante “Caras visibles”. Esta operación genera otro cuerpo único en base a la superficie exterior del conjunto. Este cuerpo podrá guardarse como otro archivo tipo pieza (“.par”).



**Figura 165.** Herramienta de simplificación de Solid Edge

Finalmente se someterá esta pieza a la simulación de la misma manera que las anteriores.



## 8. Discusión de los resultados.

A la hora de determinar la conformidad de los resultados se debe tener en cuenta el rango de frecuencias a las que se someterá el sistema de escape. Para ello se establecerá un valor máximo de vibraciones que podría llegar a alcanzar durante el uso de la motocicleta.

Las vibraciones que sufre una motocicleta se deben principalmente al funcionamiento del motor y sus elementos mecánicos y al movimiento de las ruedas sobre el pavimento.

Atendiendo al estudio “A Study on Vibration Characteristics of Vehicle Muffler Depending on Excitation Sources” realizado por Yoo-Jong Lee, Doo-Seuk Choi y Key-Sun Kim, en el que analizan las vibraciones a las que se ve sometido el sistema de escape de un vehículo durante su funcionamiento, se puede observar que las vibraciones procedentes motor predominan sobre las procedentes de las ruedas. Por tanto, en este análisis no se tendrán en cuenta las vibraciones producidas por la rotación de las ruedas sobre el pavimento.

Considerando las vibraciones que pueda generar el motor durante su funcionamiento se prestará atención a las frecuencias de vibración inducidas por el giro del cigüeñal. Teniendo en cuenta que el cigüeñal del motor de esta motocicleta girará como máximo a 9000 rpm, se puede asumir la frecuencia de vibración que se genera a esas revoluciones de la siguiente manera:

$$f = \frac{9000 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 150 \text{ Hz} \quad (8.0.1)$$

Por tener un mayor margen de seguridad se aumenta un 10% a 165 Hz como frecuencia mínima a la que deberá poder trabajar el sistema de escape. Esta frecuencia se corresponde con la velocidad angular máxima del cigüeñal y por tanto será su frecuencia primaria máxima.

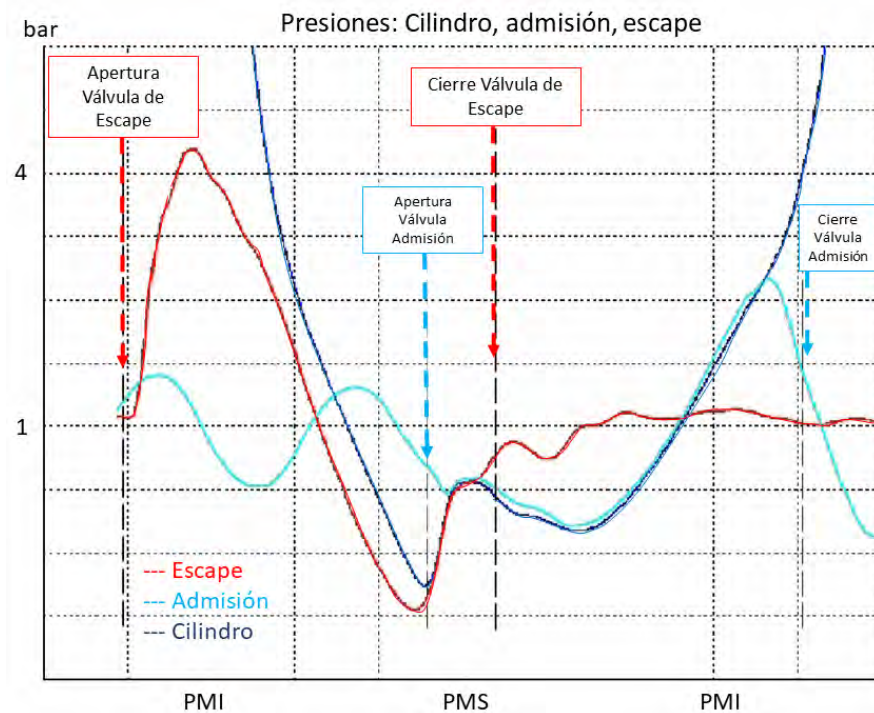
Además se tendrá en cuenta la frecuencia secundaria del cigüeñal. Generalmente, esta frecuencia pasa desapercibida debido a que durante el diseño del motor se crean elementos compensatorios en el cigüeñal o en los soportes del motor que amortiguan inercias y vibraciones no deseadas. Debido a que en un motor monocilíndrico no siempre se consigue compensar, esta frecuencia se tendrá como advertencia de posibles conflictos.

Esta segunda frecuencia del cigüeñal es el doble que la primera, por tanto, a máximas revoluciones del motor esta frecuencia alcanzará los 300 Hz. La aparición de vibraciones debidas a esta frecuencia durante el funcionamiento de la motocicleta será un indicador de posibles problemas de desequilibrio en el motor, y podría verse reflejado en el comportamiento del escape.

También se ha de tener en cuenta la frecuencia de los pulsos de escape. Estos pulsos hacen referencia al cambio brusco de presión que tiene lugar cuando se produce la apertura de la válvula de escape del motor. El tiempo en el que se repite este movimiento de la válvula varía en función de las revoluciones del motor y por tanto depende del giro del cigüeñal. Teniendo en cuenta que la apertura de la válvula se produce una vez cada dos vueltas del cigüeñal (una vez

por cada ciclo del motor de cuatro tiempos) y seleccionando el caso más desfavorable que sería a las máximas revoluciones del motor, la frecuencia de los pulsos de escape quedaría como:

$$f_{esc} = \frac{9000 \text{ rpm}}{2 \cdot 60 \text{ s}} = 75 \text{ Hz} \quad (8.0.2)$$



**Figura 166.** Gráfica de presiones del escape, la admisión y el cilindro respecto al giro del cigüeñal

La frecuencia primaria del cigüeñal será la más crítica de las tres, ya que las otras dos son funciones de ella y será la que produzca una continua transmisión de vibraciones al sistema de escape.

Por otro lado, debido a que las simulaciones se han realizado mediante dos softwares para obtener mayor información, los resultados obtenidos en cada simulación se compararán entre sí tomando las frecuencias obtenidas con ANSYS como valores de referencia.

## 8.1. Resultados del colector.

A continuación se muestran los resultados obtenidos tras analizar el colector unido al tubo primario. En primer lugar se analizará el colector en vibración libre, con dos condiciones de temperatura diferentes para ver su influencia. Después se analizará la respuesta a las vibraciones del colector con la condición de anclaje al motor.

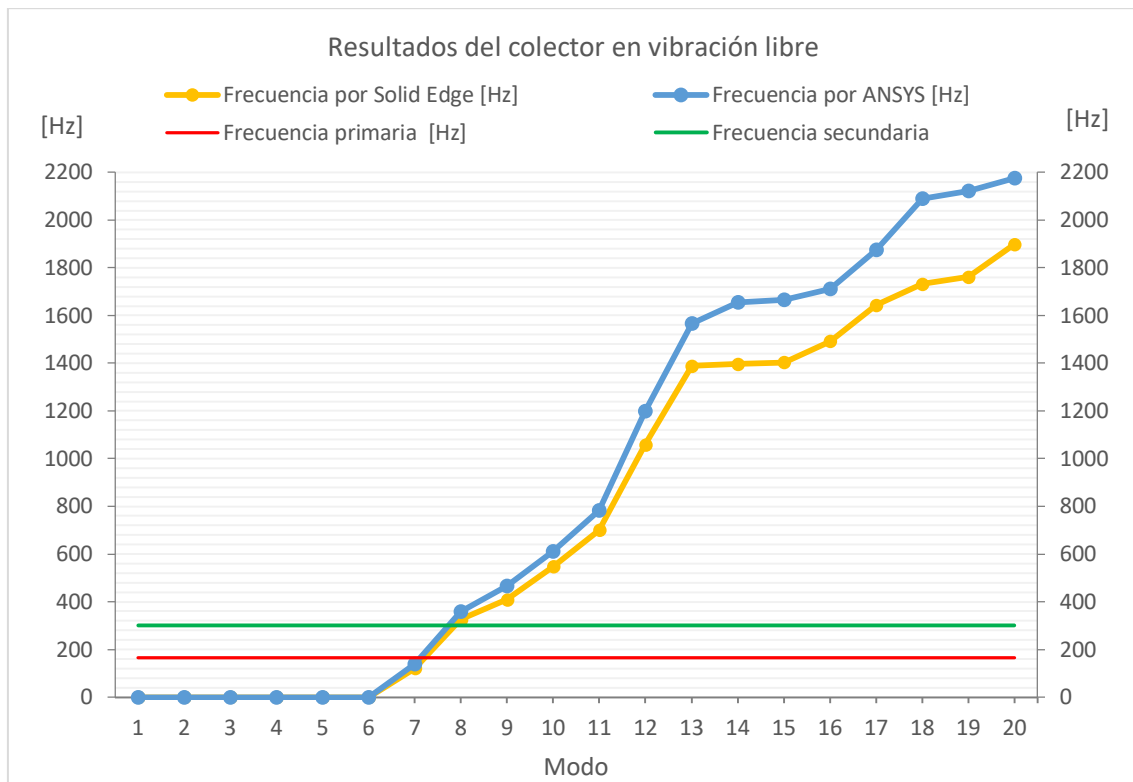
### 8.1.1. Resultados del análisis del colector en vibración libre a temperatura ambiente.

En este apartado se muestran las frecuencias naturales del colector y el tubo primario obtenidas con los dos softwares.

**Tabla 5.** Frecuencias naturales del colector

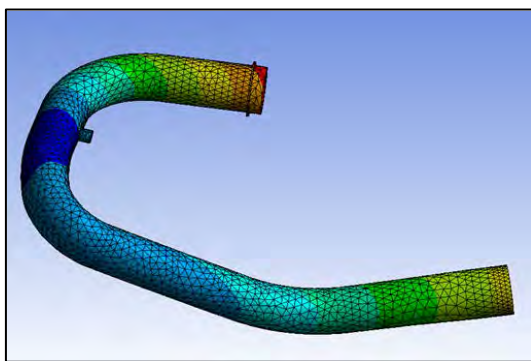
| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 0               | 1,451e-03             | -                  |
| 2                 | 0               | 9,791e-04             | -                  |
| 3                 | 0               | 2,277e-04             | -                  |
| 4                 | 1,28e-03        | 6,811e-04             | -                  |
| 5                 | 2,62e-03        | 1,289e-03             | -                  |
| 6                 | 3,81e-03        | 1,553e-03             | -                  |
| 7                 | 139,5           | 120,7                 | 13,5               |
| 8                 | 358,82          | 325,6                 | 9,3                |
| 9                 | 466,15          | 408,6                 | 12,3               |
| 10                | 610,94          | 547,3                 | 10,4               |
| 11                | 783,21          | 699,5                 | 10,7               |
| 12                | 1197,5          | 1058                  | 11,6               |
| 13                | 1565,9          | 1389                  | 11,3               |
| 14                | 1654,7          | 1396                  | 15,6               |
| 15                | 1666,9          | 1403                  | 15,8               |
| 16                | 1711,6          | 1492                  | 12,8               |
| 17                | 1874,6          | 1644                  | 12,3               |
| 18                | 2090,9          | 1732                  | 17,2               |
| 19                | 2122,3          | 1762                  | 17,0               |
| 20                | 2174,8          | 1899                  | 12,7               |

Comparando ambas soluciones podemos observar que aunque las frecuencias no coinciden exactamente sí que coinciden en que los seis primeros modos de vibración, correspondientes a los 6 grados de libertad del modelo continuo, son cero o muy próximos a cero. A partir de ahí los resultados de ANSYS tienen un mayor incremento de frecuencia por cada modo de vibración.

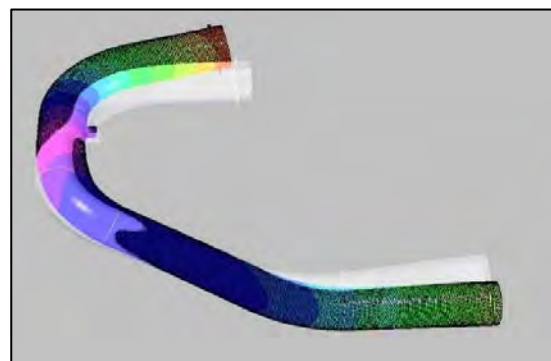


**Figura 167.** Resultados del colector en vibración libre

En las siguientes imágenes se puede observar la deformación del cuerpo que tiene lugar en el séptimo modo de vibración. En primer lugar aparece la imagen captada de ANSYS (139,5 Hz) y después la obtenida con Solid Edge (120,7 Hz) (figuras 168 y 169).



**Figura 168.** Colector en vibración libre a 139,5 Hz (ANSYS)



**Figura 169.** Colector en vibración libre a 120,7 Hz (Solid Edge)

Este cuerpo tiene una frecuencia natural dentro del rango de frecuencias del motor pero debido a que en su situación de funcionamiento no estará expuesto a vibración libre, no es motivo para descartarlo como colector. Sin embargo sí que requiere especial atención y se continuará estudiando esta pieza.

### 8.1.2. Resultados del análisis del colector en vibración libre a 600°C de temperatura.

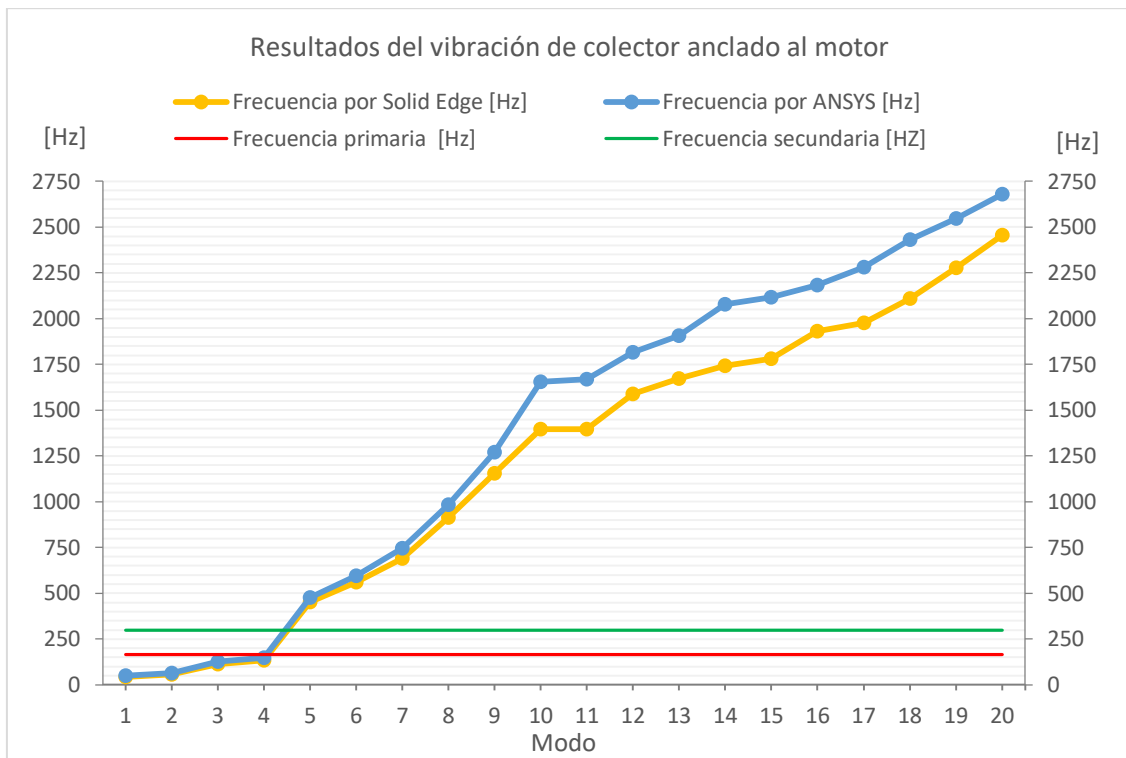
Los resultados obtenidos en este apartado son idénticos a los obtenidos en el apartado anterior, por tanto se puede considerar que la condición de temperatura no influye en los resultados.

### 8.1.3. Resultados del análisis de vibración del colector anclado al motor.

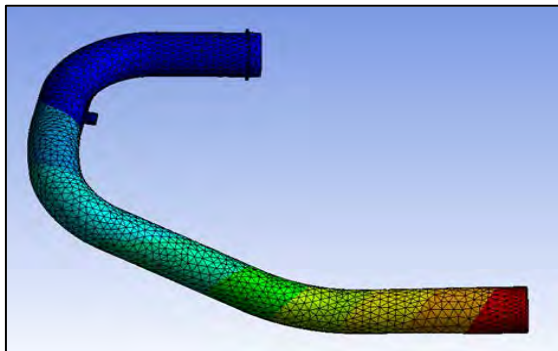
A continuación se presentan los resultados del colector y tubo primario sometidos a un análisis de vibración con la condición de empotramiento cilíndrico en el parte que irá conectada a la salida de gases del motor.

**Tabla 6.** Frecuencias del colector anclado al motor

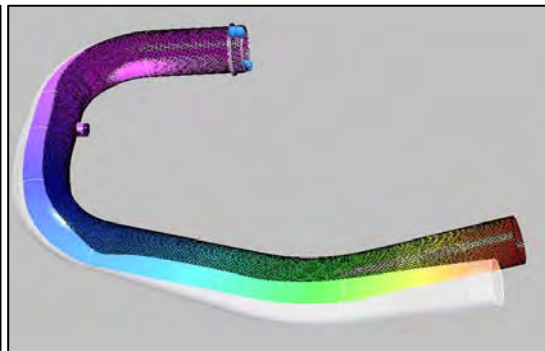
| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 48,368          | 42,07                 | 13,0               |
| 2                 | 62,683          | 58,49                 | 6,7                |
| 3                 | 128,22          | 112,9                 | 11,9               |
| 4                 | 147,46          | 132,2                 | 10,3               |
| 5                 | 478,1           | 452,3                 | 5,4                |
| 6                 | 597,12          | 559,6                 | 6,3                |
| 7                 | 747,32          | 689,9                 | 7,7                |
| 8                 | 983,64          | 912,6                 | 7,2                |
| 9                 | 1270,9          | 1155                  | 9,1                |
| 10                | 1654,8          | 1397                  | 15,6               |
| 11                | 1667,9          | 1397                  | 16,2               |
| 12                | 1814,4          | 1589                  | 12,4               |
| 13                | 1905,5          | 1674                  | 12,1               |
| 14                | 2077,5          | 1746                  | 16,1               |
| 15                | 2117,8          | 1780                  | 16,0               |
| 16                | 2184,2          | 1930                  | 11,6               |
| 17                | 2281,6          | 1977                  | 13,4               |
| 18                | 2461            | 2108                  | 13,3               |
| 19                | 2545            | 2279                  | 10,5               |
| 20                | 2681,2          | 2455                  | 8,4                |



**Figura 170.** Resultados del análisis de vibración del colector con sujeción



**Figura 171.** Deformación del colector anclado al motor a 48,368 Hz (modo 1, ANSYS)



**Figura 172.** Deformación del colector anclado al motor a 42,07 Hz (modo 1, Solid Edge)

Según los resultados obtenidos, el colector con una única sujeción (el anclaje al motor) tiene cuatro frecuencias críticas en las que se ve expuesto a una importante deformación. Si se asocian estas cuatro frecuencias propias a la frecuencia primaria, ocupan un amplio rango de revoluciones del motor (mostradas en la tabla 7). Estas revoluciones críticas intervienen en el uso de la motocicleta y por tanto no se podría circular de forma segura si sólo se monta este componente con una única sujeción. Además los dos primeros modos de vibración están asociados a frecuencias que podrían alcanzarse con el pulso de los gases de escape.

Esto implica que se deberá prestar especial atención a este componente en el estudio del tubo completo

**Tabla 7.** Revoluciones críticas para el colector con una sujeción.

| Modo de vibración | ANSYS           |       | Solid Edge Simulation |       |
|-------------------|-----------------|-------|-----------------------|-------|
|                   | Frecuencia [Hz] | RPM   | Frecuencia [Hz]       | RPM   |
| 1                 | 48,368          | 2.902 | 42,07                 | 2.524 |
| 2                 | 62,683          | 3.760 | 58,49                 | 3.509 |
| 3                 | 128,22          | 7.693 | 112,9                 | 6.774 |
| 4                 | 147,46          | 8.845 | 132,2                 | 7.932 |

## 8.2. Resultados del catalizador.

A continuación se muestran los resultados obtenidos tras analizar el catalizador, concretamente su parte exterior.

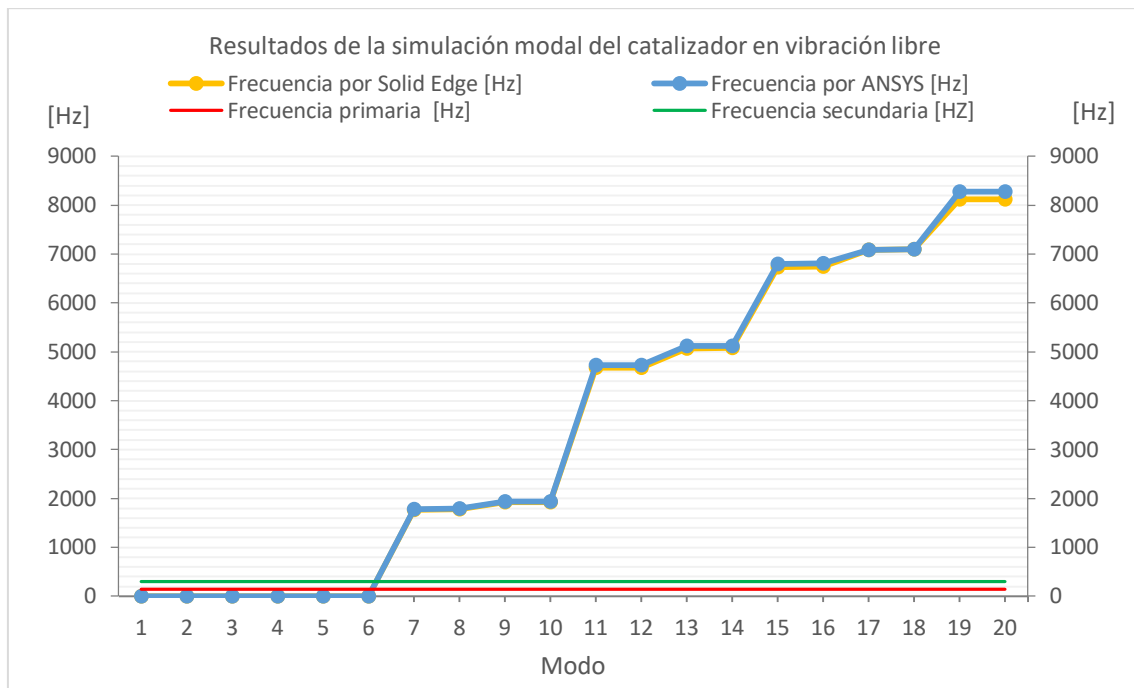
### 8.2.1. Resultados del análisis del catalizador en vibración libre.

En este apartado se muestran las frecuencias naturales de la parte exterior del catalizador calculadas por los dos softwares.

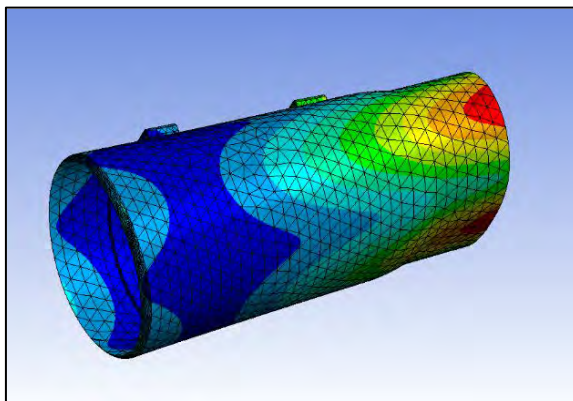
**Tabla 8.** Frecuencias naturales del catalizador

| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 0               | 3,93E-03              | -                  |
| 2                 | 0               | 3,47E-03              | -                  |
| 3                 | 0               | 2,49E-03              | --                 |
| 4                 | 2,84E-03        | 1,98E+00              | -                  |
| 5                 | 3,71E-03        | 1,80E-03              | -                  |
| 6                 | 5,91E-03        | 1,00E-03              | -                  |
| 7                 | 1786,5          | 1773                  | 0,8                |
| 8                 | 1789,2          | 1775                  | 0,8                |
| 9                 | 1936,3          | 1920                  | 0,8                |
| 10                | 1939,9          | 1924                  | 0,8                |
| 11                | 4724,4          | 4672                  | 1,1                |
| 12                | 4728,9          | 4675                  | 1,1                |
| 13                | 5122,1          | 5072                  | 1,0                |
| 14                | 5126,8          | 5076                  | 1,0                |
| 15                | 6799,7          | 6738                  | 0,9                |
| 16                | 6808,6          | 6745                  | 0,9                |
| 17                | 7091,9          | 7092                  | 0,0                |
| 18                | 7097,1          | 7098                  | 0,0                |
| 19                | 8271,9          | 8119                  | 1,8                |
| 20                | 8273,5          | 8120                  | 1,9                |

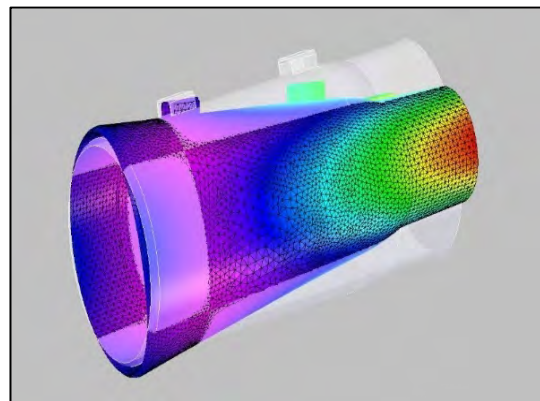




**Figura 173.** Simulación modal del catalizador



**Figura 174.** Deformación catalizador a 1786,5 Hz (modo 7) por ANSYS



**Figura 175.** Deformación del catalizador a 1773 Hz (modo 7) por Solid Edge Simulation

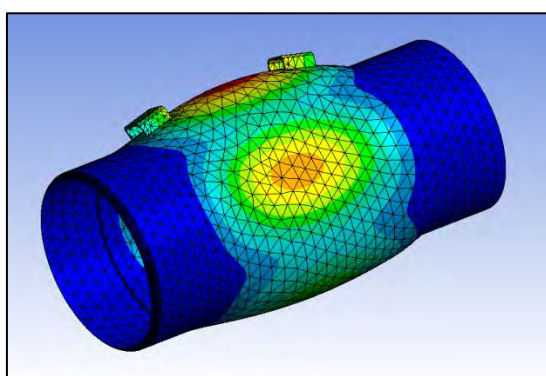
Las frecuencias naturales del catalizador son mucho mayores que las frecuencias producidas por la motocicleta, por tanto, a priori no será problemático ante las vibraciones de la motocicleta.

## 8.2.2. Resultados del análisis de vibración del catalizador con empotramiento cilíndrico a ambos lados.

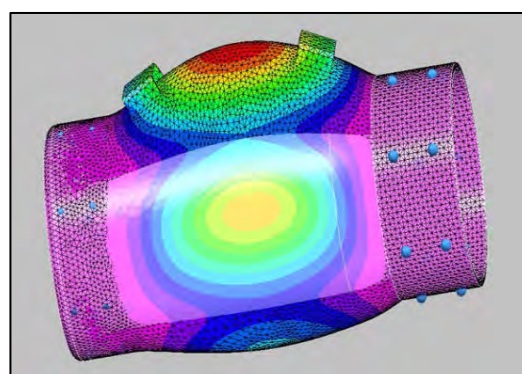
A continuación se muestran los resultados de la simulación de la parte exterior del catalizador sometida a la condición de empotramiento por ambos extremos, como unión al tubo primario y al secundario.

**Tabla 9.** Frecuencias del catalizador con sujeciones

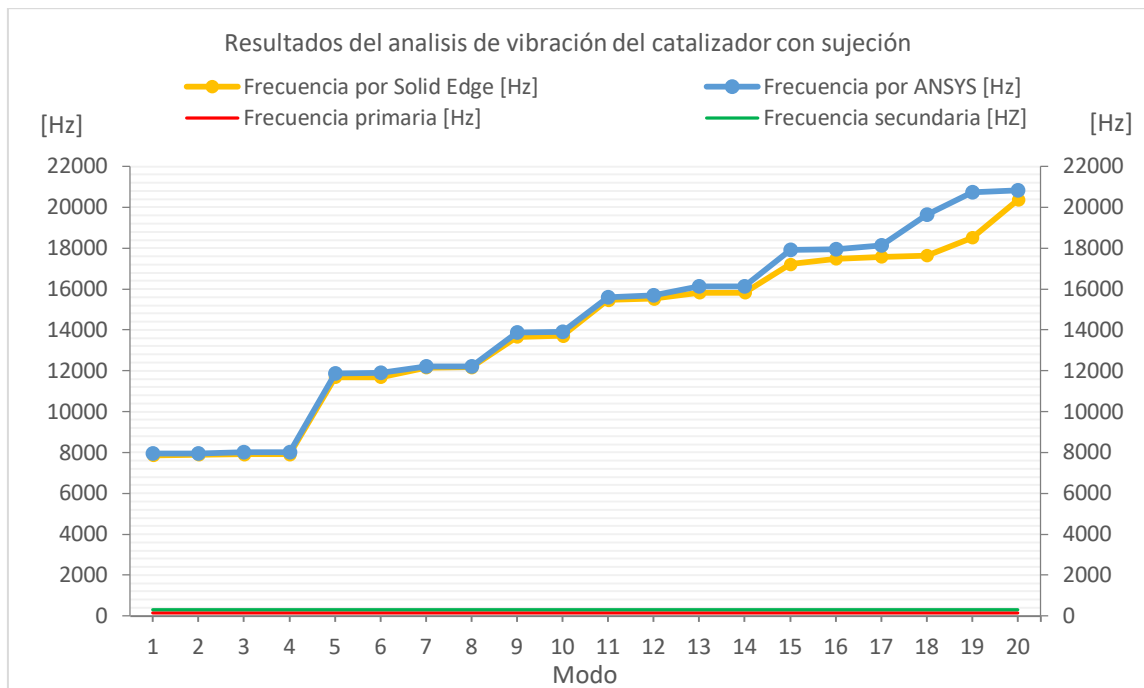
| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 7938,3          | 7866                  | 0,9                |
| 2                 | 7963,5          | 7892                  | 0,9                |
| 3                 | 8011,5          | 7908                  | 1,3                |
| 4                 | 8021,4          | 7913                  | 1,4                |
| 5                 | 11878           | 11680                 | 1,7                |
| 6                 | 11891           | 11690                 | 1,7                |
| 7                 | 12213           | 12160                 | 0,4                |
| 8                 | 12214           | 12170                 | 0,4                |
| 9                 | 13857           | 13660                 | 1,4                |
| 10                | 13909           | 13710                 | 1,4                |
| 11                | 15610           | 15460                 | 1,0                |
| 12                | 15691           | 15530                 | 1,0                |
| 13                | 16126           | 15820                 | 1,9                |
| 14                | 16137           | 15830                 | 1,9                |
| 15                | 17930           | 17210                 | 4,0                |
| 16                | 17949           | 17480                 | 2,6                |
| 17                | 18131           | 17580                 | 3,0                |
| 18                | 19623           | 17640                 | 10,1               |
| 19                | 20746           | 18520                 | 10,7               |
| 20                | 20826           | 20370                 | 2,2                |



**Figura 176.** Deformación del catalizador con sujeción a 7866 Hz (Modo 1 ANSYS)



**Figura 177.** Deformación del catalizador con sujeción a 7866 Hz (Modo 1 Solid Edge)



**Figura 178.** Frecuencias propias del catalizador con sujeciones

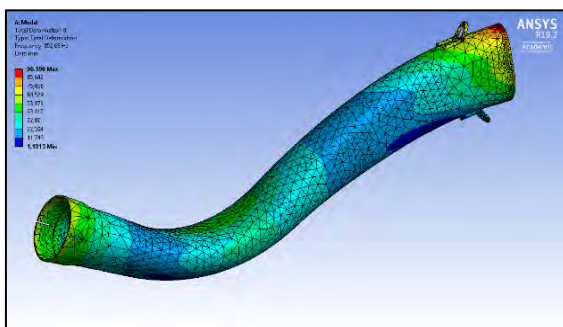
Ante los resultados obtenidos en el análisis del catalizador se puede determinar que no será una pieza conflictiva ante las vibraciones.

### 8.3. Resultados del tubo secundario.

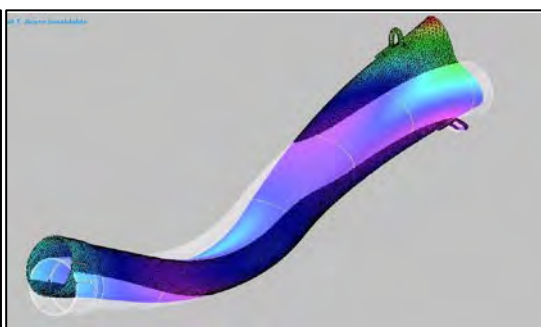
En este apartado se exponen los resultados procedentes del análisis del tubo secundario.

#### 8.3.1. Resultados del análisis del tubo secundario en vibración libre.

En este apartado se muestran las frecuencias naturales del tubo secundario calculadas por los dos softwares.



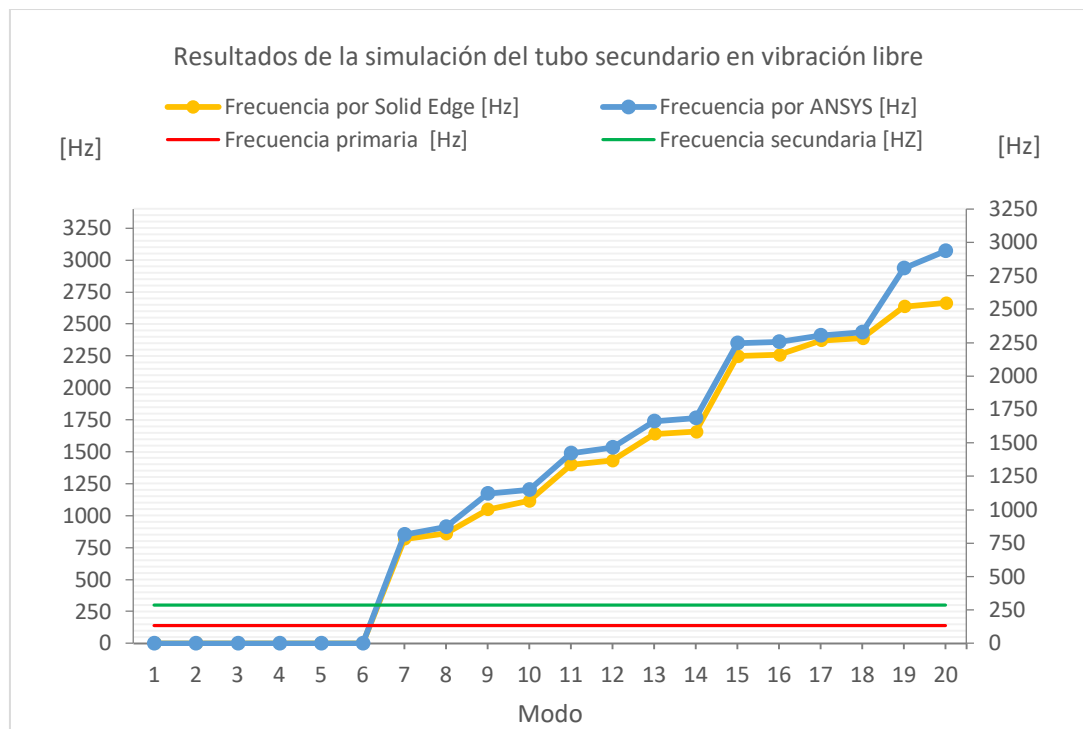
**Figura 179.** Deformación del tubo secundario a 852 Hz (modo 7) de ANSYS



**Figura 180.** Deformación del tubo secundario a 781,5 Hz (modo 7) de Solid Edge

**Tabla 10.** Frecuencias naturales del tubo secundario

| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 0               | 0,001245              | -                  |
| 2                 | 0               | 0,0001263             | -                  |
| 3                 | 0               | 0,001678              | -                  |
| 4                 | 0               | 0,001962              | -                  |
| 5                 | 4,15E-03        | 0,002107              | -                  |
| 6                 | 4,68E-03        | 0,00257               | -                  |
| 7                 | 852,68          | 781,5                 | 8,3                |
| 8                 | 913,13          | 821,6                 | 10,0               |
| 9                 | 1171,8          | 1001                  | 14,6               |
| 10                | 1203,5          | 1066                  | 11,4               |
| 11                | 1488,6          | 1338                  | 10,1               |
| 12                | 1531,3          | 1367                  | 10,7               |
| 13                | 1738,6          | 1567                  | 9,9                |
| 14                | 1762,1          | 1584                  | 10,1               |
| 15                | 2350,7          | 2148                  | 8,6                |
| 16                | 2361,6          | 2159                  | 8,6                |
| 17                | 2409,2          | 2265                  | 6,0                |
| 18                | 2465,1          | 2284                  | 6,2                |
| 19                | 2933,7          | 2521                  | 14,1               |
| 20                | 3070,7          | 2547                  | 17,1               |



**Figura 181.** Gráfica de resultados del tubo secundario en vibración libre

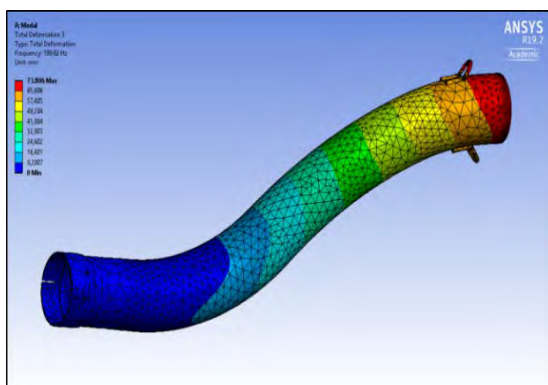
Los resultados no muestran frecuencias naturales del tubo secundario cercanas a las que sufriría en la motocicleta, ya que la menor frecuencia distinta de cero es de 781,5 Hz según Solid Edge (figura 180). Aun así es necesario comprobar su respuesta ante las condiciones más desfavorables que puede encontrarse en la motocicleta.

### 8.3.2. Resultados del análisis del tubo secundario sujeto en la parte inferior.

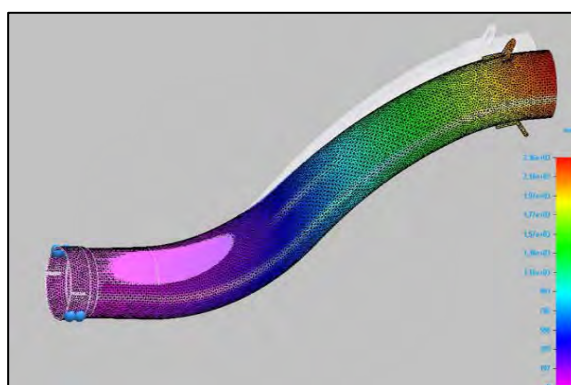
Resultados tras el análisis del tubo con anclaje en la parte inferior.

**Tabla 11.** Frecuencias propias del tubo secundario con sujeción

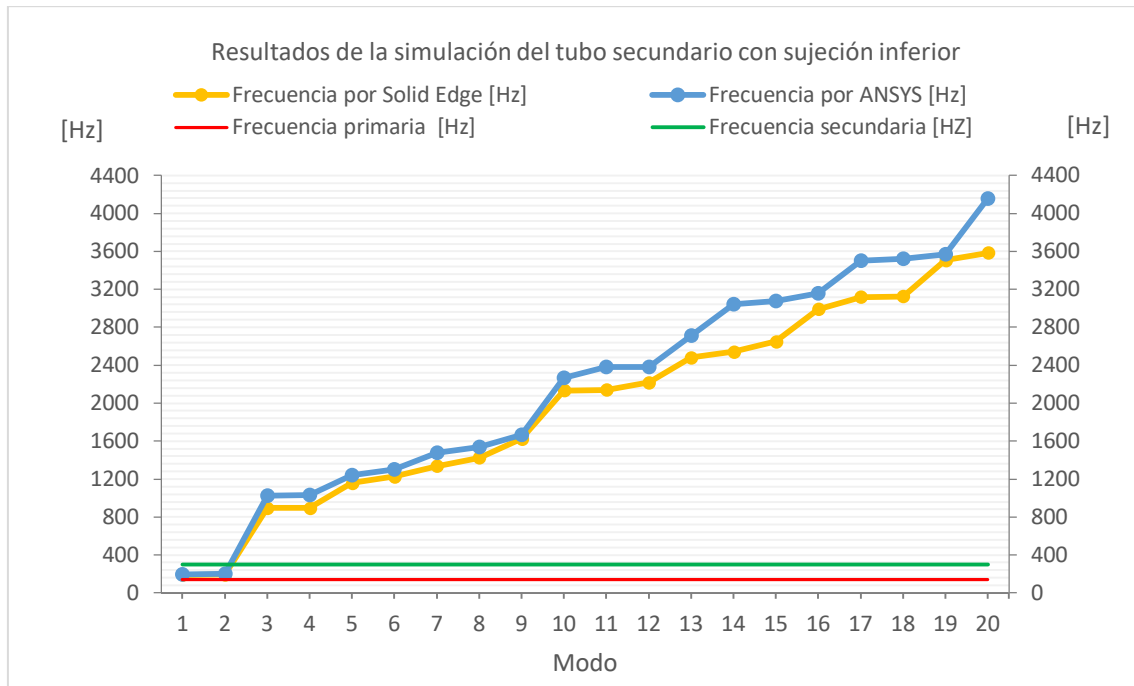
| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 197,94          | 190,2                 | 3,9                |
| 2                 | 199,62          | 191,6                 | 4,0                |
| 3                 | 1022,1          | 894,1                 | 12,5               |
| 4                 | 1034,3          | 894,2                 | 13,5               |
| 5                 | 1239,1          | 1159                  | 6,5                |
| 6                 | 1304,9          | 1227                  | 6,0                |
| 7                 | 1477,4          | 1338                  | 9,4                |
| 8                 | 1536            | 1425                  | 7,2                |
| 9                 | 1664,2          | 1625                  | 2,4                |
| 10                | 2268,1          | 2132                  | 6,0                |
| 11                | 2379            | 2141                  | 10,0               |
| 12                | 2381            | 2219                  | 6,8                |
| 13                | 2711,5          | 2481                  | 8,5                |
| 14                | 3041,4          | 2540                  | 16,5               |
| 15                | 3074,1          | 2649                  | 13,8               |
| 16                | 3154,1          | 2989                  | 5,2                |
| 17                | 3502,5          | 3118                  | 11,0               |
| 18                | 3522,9          | 3124                  | 11,3               |
| 19                | 3570,5          | 3505                  | 1,8                |
| 20                | 4155            | 3584                  | 13,7               |



**Figura 182.** Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 199,6 Hz (ANSYS)

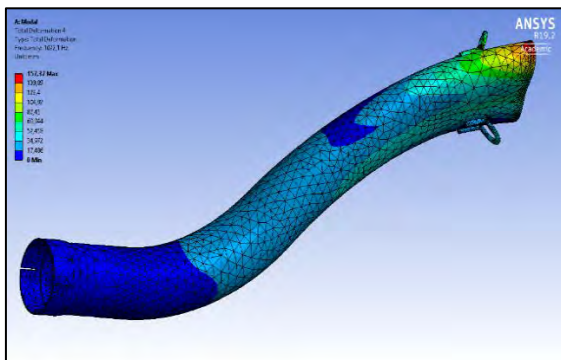


**Figura 183.** Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 191,6 Hz (Solid Edge)

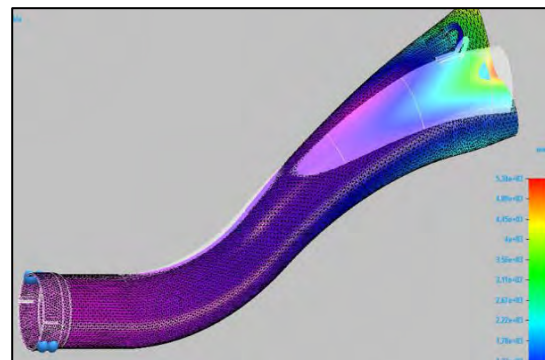


**Figura 184.** Gráfica de resultados para tubo secundario con sujeción inferior

En este contexto se aprecia que el este componente tampoco tiene especial criticidad durante el funcionamiento correcto de la motocicleta, ya que su frecuencia más baja esta considerablemente por encima de los 165 Hz tomados como referencia. Sin embargo si debe tener en cuenta la posibilidad de que surjan en el vibraciones no deseadas y exageradas si ocurren problemas de desequilibrio en el motor, ya que cuenta con frecuencias próximas a los 200 Hz en las que podría entrar en resonancia.



**Figura 185.** Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 1022,1 Hz (ANSYS)



**Figura 186.** Deformación del tubo secundario anclado en su parte inferior a 894 Hz (Solid Edge)



## 8.4. Resultados del silenciador.

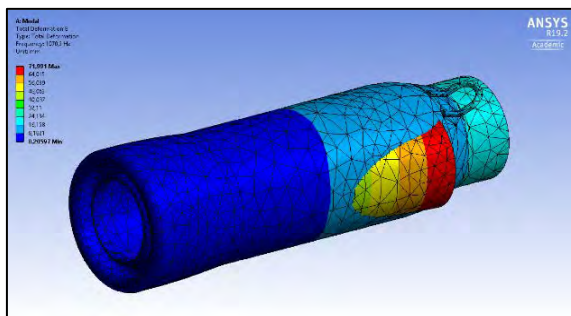
A continuación se exponen los resultados procedentes del análisis del silenciador.

### 8.4.1. Resultados del análisis del silenciador en vibración libre.

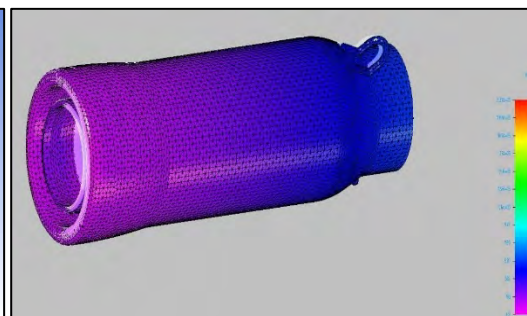
En este apartado se muestran los resultados de las frecuencias naturales del silenciador.

**Tabla 12.** Frecuencias naturales del silenciador

| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 0               | 1,614e-03             | -                  |
| 2                 | 0               | 1,079e-03             | -                  |
| 3                 | 0               | 5,682e-04             | -                  |
| 4                 | 0,00215         | 8,346e-04             | -                  |
| 5                 | 0,00248         | 1,044e-03             | -                  |
| 6                 | 0,00469         | 1,601e-03             | -                  |
| 7                 | 1070,2          | 1032                  | 3,6                |
| 8                 | 1071,2          | 1034                  | 3,5                |
| 9                 | 2144,3          | 1591                  | 25,8               |
| 10                | 2155,1          | 1591                  | 26,2               |
| 11                | 2208,2          | 2072                  | 6,2                |
| 12                | 2250,2          | 2072                  | 7,9                |
| 13                | 3256            | 2808                  | 13,8               |
| 14                | 3313,8          | 2809                  | 15,2               |
| 15                | 3730,8          | 3595                  | 3,6                |
| 16                | 3815,8          | 3595                  | 5,8                |
| 17                | 3821,4          | 3757                  | 1,7                |
| 18                | 4414,9          | 4021                  | 8,9                |
| 19                | 4445,7          | 4021                  | 9,6                |
| 20                | 4448,4          | 4287                  | 3,6                |

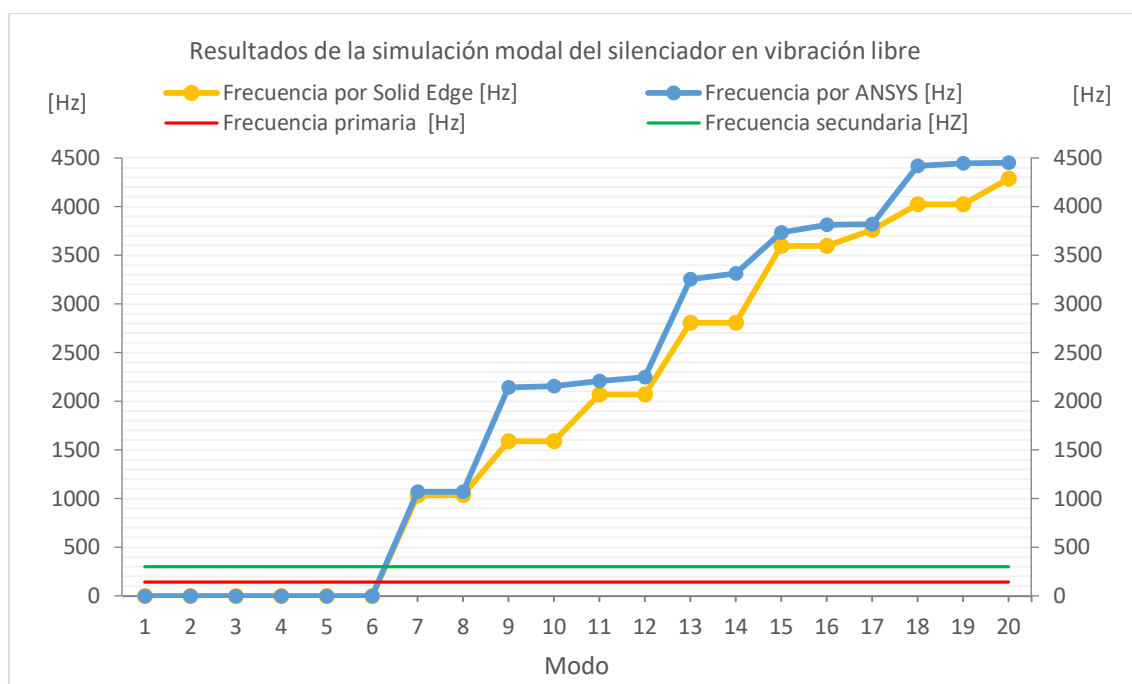


**Figura 187.** Deformación del silenciador a 1070,2 Hz (modo 7) según ANSYS



**Figura 188.** Deformación del silenciador a 1032,2 Hz (modo 7) según Solid Edge





**Figura 189.** Gráfica de resultados del silenciador en vibración libre

Las frecuencias naturales de este dispositivo son muy superiores a los 165 Hz tomados como frecuencia mínima para evitar problemas de resonancia, por tanto, este elemento no presentará problemas ante las vibraciones producidas por la motocicleta.

Aun así se comprobará su respuesta a las vibraciones estando sujeto por su parte exterior, de manera que se prestará atención a la parte interna del silenciador.

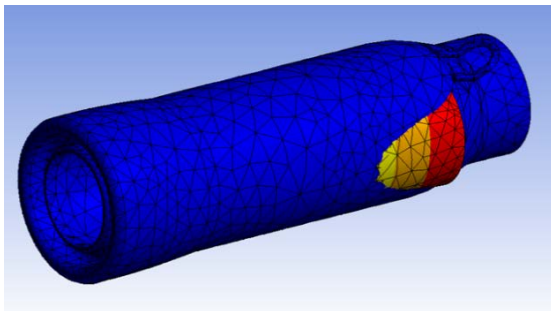
#### 8.4.2. Resultados del análisis del silenciador con sujeción exterior.

En este apartado se muestran los resultados del análisis de vibraciones sobre el silenciador. Sujeto por su parte exterior como ocurrirá en una de las posibles configuraciones de instalación de su motocicleta.

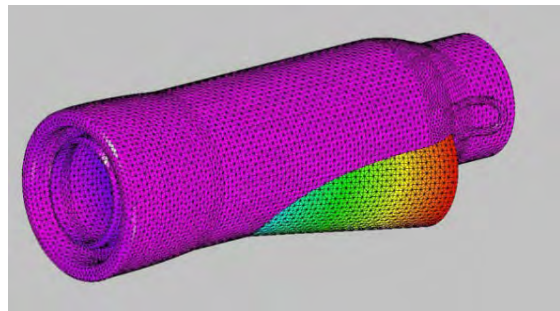
**Tabla 13.** Frecuencias del silenciador con sujeción exterior

| Modo de vibración | ANSYS           | Solid Edge Simulation | Error relativo (%) |
|-------------------|-----------------|-----------------------|--------------------|
|                   | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz]       |                    |
| 1                 | 1007,5          | 969,7                 | 3,8                |
| 2                 | 1008,6          | 970,8                 | 3,7                |
| 3                 | 2203,1          | 1592                  | 27,7               |
| 4                 | 2248,5          | 1592                  | 29,2               |
| 5                 | 3275,6          | 2811                  | 14,2               |
| 6                 | 3335,8          | 2812                  | 15,7               |
| 7                 | 3646,3          | 3665                  | -0,6               |
| 8                 | 4160,3          | 4131                  | 0,7                |

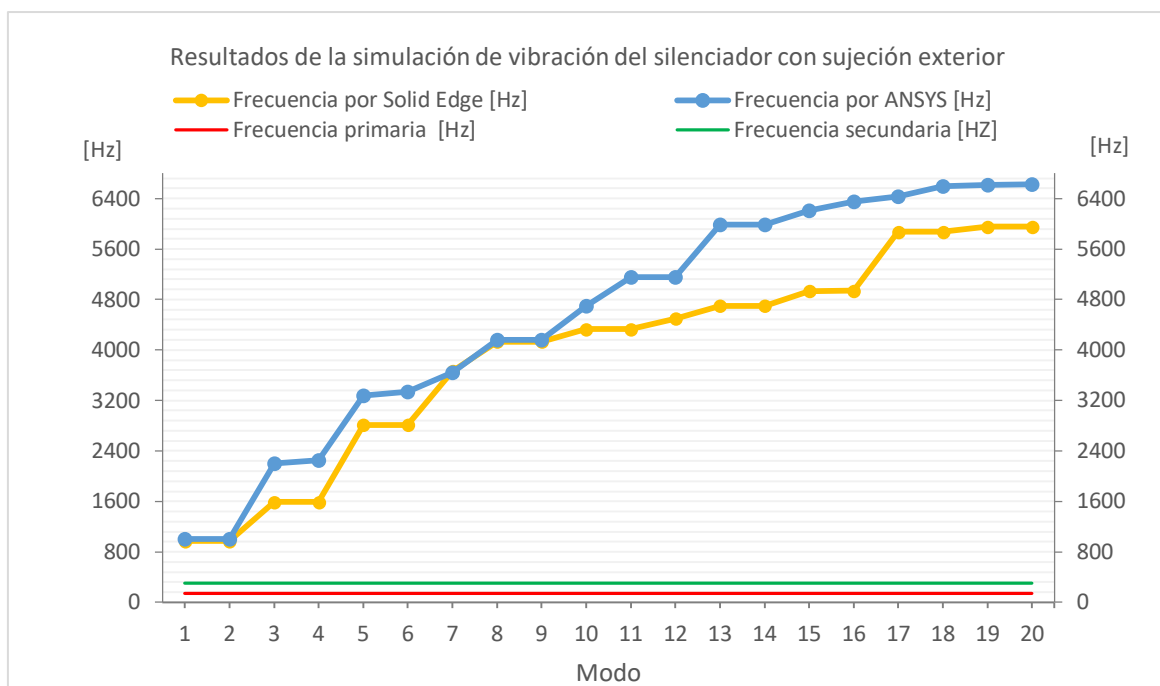
| Modo de vibración | Frecuencia [Hz] | Frecuencia [Hz] | Error relativo [%] |
|-------------------|-----------------|-----------------|--------------------|
| 9                 | 4161            | 4131            | 0,7                |
| 10                | 4695,5          | 4630            | 7,8                |
| 11                | 5153            | 4630            | 16,0               |
| 12                | 5155,4          | 4497            | 12,8               |
| 13                | 5987,8          | 4701            | 21,5               |
| 14                | 5990,9          | 4702            | 21,5               |
| 15                | 6211,4          | 4936            | 20,5               |
| 16                | 6353,6          | 4937            | 22,3               |
| 17                | 6429,4          | 5873            | 8,7                |
| 18                | 6591,1          | 5874            | 10,9               |
| 19                | 6619,5          | 5954            | 10,1               |
| 20                | 6629,4          | 5955            | 10,2               |



**Figura 190.** Deformación del silenciador con sujeción exterior a 1007,5 Hz (modo 1 ANSYS)



**Figura 191.** Deformación del silenciador con sujeción exterior a 969,7 Hz (modo 1 Solid Edge)



**Figura 192.** Gráfica del análisis de vibración del silenciador con sujeción exterior.

Analizando los resultados del silenciador se puede observar que no será un dispositivo problemático en ninguna de sus configuraciones. Aunque si cabe destacar que las diferencias de los valores resultantes tras la aplicación de la simulación por ambos softwares es mayor que en los otros dispositivos estudiados, alcanzando los valores de errores relativos entre el 20 y el 30 %. Afortunadamente, ocurre con valores muy altos de frecuencias, cuyo margen con las frecuencias críticas del motor es muy alto y estas diferencias entre los resultados no son significativas.

## **8.5. Resumen de los resultados de los componentes.**

Tras el estudio mecánico de los componentes se ha comprobado que el componente más susceptible de alterar su integridad estructural es el colector. Durante el estudio de este componente se han obtenido valores aproximados de sus frecuencias naturales, se ha comprobado que en la obtención de dichas frecuencias no influye la temperatura y se han obtenido también las frecuencias propias estando sujeto al motor. En esta última configuración aparecen cuatro frecuencias críticas en las que se ve expuesto a una importante deformación. Si se asocian estas cuatro frecuencias propias a la frecuencia primaria del cigüeñal, ocupan un amplio rango de revoluciones del motor. Además los dos primeros modos de vibración están ligados a frecuencias que también podrían alcanzarse con el pulso de los gases de escape.

Los demás componentes, especialmente, el tubo del catalizador y el silenciador tienen un amplio margen entre sus frecuencias propias y las frecuencias del cigüeñal. El tubo secundario será la segunda pieza más susceptible de sufrir problemas de resonancia, aunque solo se podría vería afectada por la segunda frecuencia del cigüeñal.

## **8.6. Resultados del sistema completo de escape.**

A continuación se presentan los resultados obtenidos del análisis del conducto de escape completo. Los estudios del sistema de escape completo se realizan con el sistema simplificado para poder realizar la simulación. Teniendo en cuenta que el error relativo entre los resultados obtenidos por medio de los dos programas no supera el 15%, salvo en momentos puntuales y frecuencias muy elevadas, se puede asumir que ambos software son aptos para estas simulaciones.

En el caso del sistema de escape completo, debido a que mediante ANSYS el tiempo de mallado y simulación es demasiado elevado (junto con el compromiso impuesto por el límite de nodos de esta versión de ANSYS), no resulta práctico ejecutar la simulación con este software, por tanto se han obtenido los resultados únicamente a través de Solid Edge Simulation.

**Tabla 14.** Información del mallado

| Tipo de mallado                  | Tetraédrico |
|----------------------------------|-------------|
| Número total de cuerpos mallados | 1           |
| Número total de elementos        | 36.594      |
| Número total de nodos            | 70.861      |
| Tamaño subjetivo de malla (1-10) | 6           |

**Tabla 15.** Información del modelo continuo (sistema de escape)

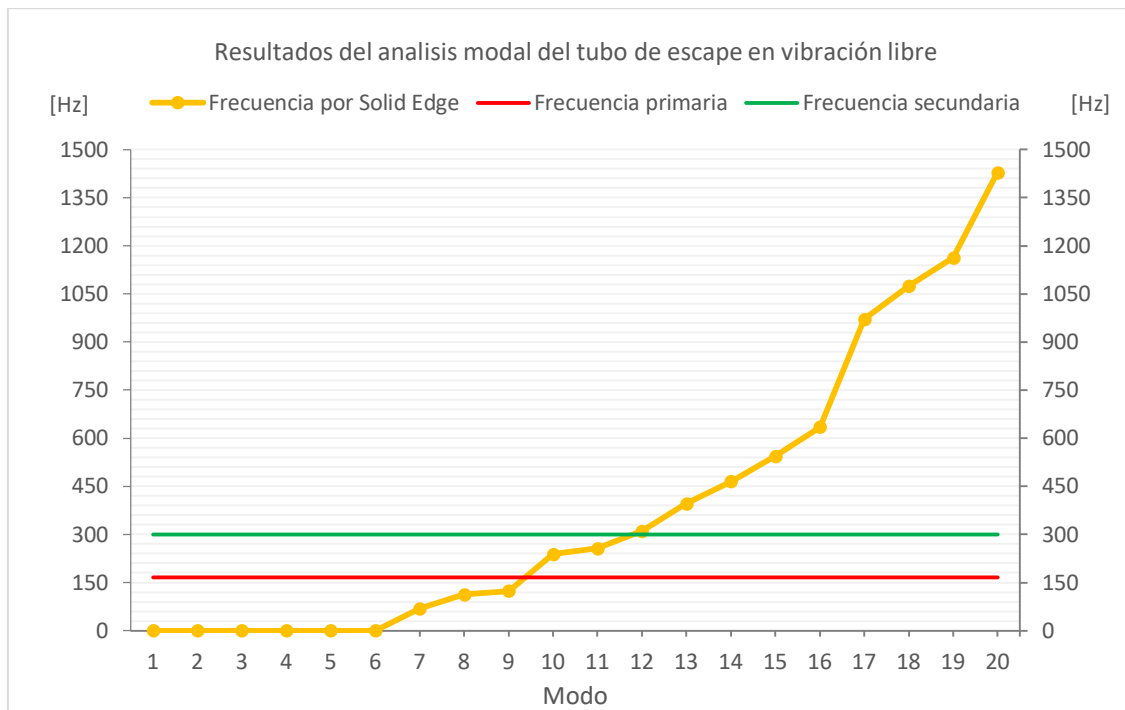
| Nombre del sólido | Material         | Masa     | Volumen                 | Peso    |
|-------------------|------------------|----------|-------------------------|---------|
| Escape completo   | Acero inoxidable | 6,310 kg | 814,190 cm <sup>3</sup> | 61,84 N |

### 8.6.1. Resultados del análisis en vibración libre.

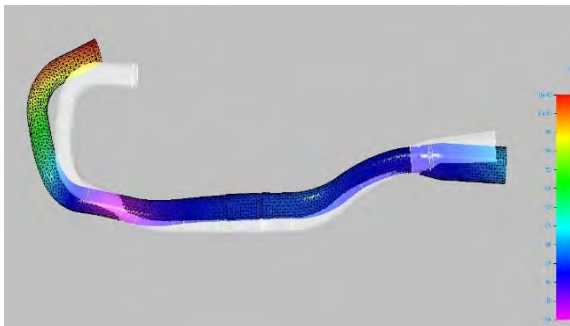
En esta sección se exponen los resultados procedentes del análisis del sistema de escape en condiciones de vibración libre.

**Tabla 16.** Frecuencias naturales del sistema de escape

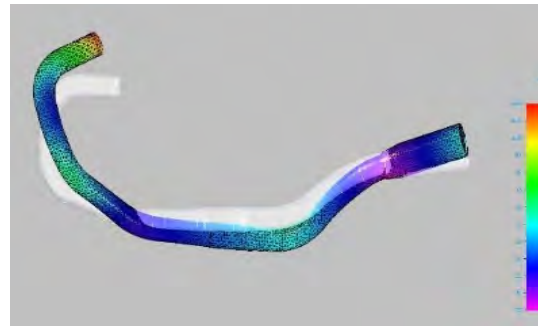
| Modo de vibración | Frecuencia (por Solid Edge Simulation) [Hz] | Modo de vibración | Frecuencia (por Solid Edge Simulation) [Hz] |
|-------------------|---|-------------------|---|
| 1                 | 2,03E-03                                    | 11                | 256,1                                       |
| 2                 | 1,53E-03                                    | 12                | 310,6                                       |
| 3                 | 6,82E-04                                    | 13                | 396   |
| 4                 | 1,38E-03                                    | 14                | 464,6                                       |
| 5                 | 2,28E-03                                    | 15                | 544   |
| 6                 | 2,40E-03                                    | 16                | 634,6                                       |
| 7                 | 68,88                                       | 17                | 971,5                                       |
| 8                 | 112,8                                       | 18                | 1075  |
| 9                 | 124   | 19                | 1163  |
| 10                | 238,1                                       | 20                | 1428  |



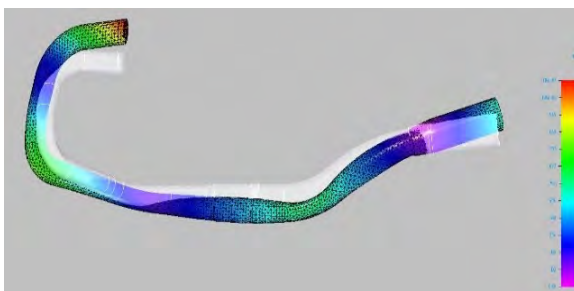
**Figura 193.** Gráfica del análisis del sistema de escape en vibración libre.



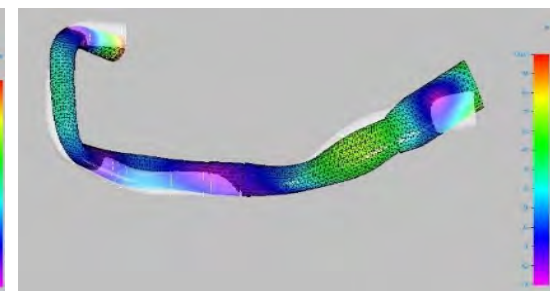
**Figura 194.** Deformación del tubo de escape a 68,88 Hz (modo 7) por Solid Edge Simulation



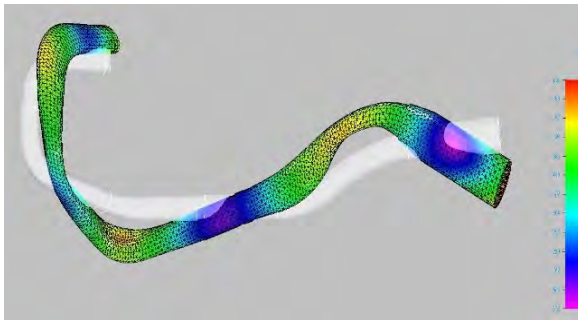
**Figura 195.** Deformación del tubo de escape a 112,8 Hz (modo 8) por Solid Edge Simulation



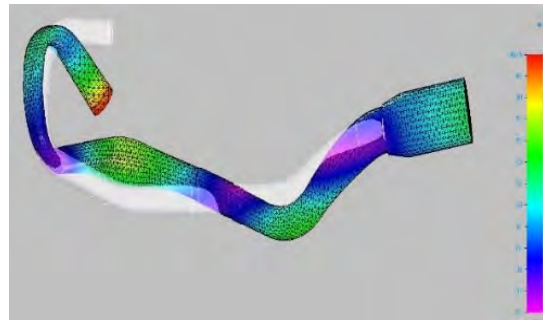
**Figura 196.** Deformación del tubo de escape a 124 Hz (modo 9) por Solid Edge Simulation



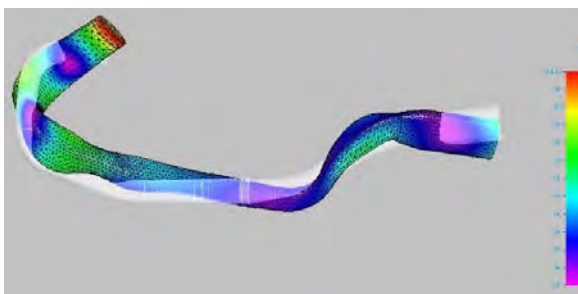
**Figura 197.** Deformación del tubo de escape a 238,1 Hz (modo 10) por Solid Edge Simulation



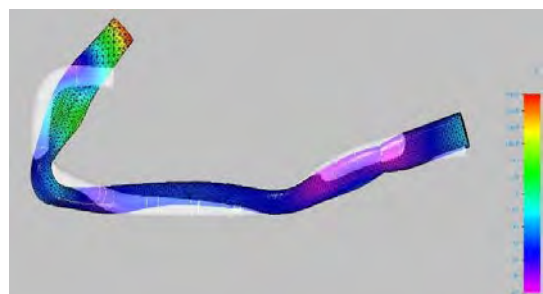
**Figura 198.** Deformación del tubo de escape a 256,1 Hz (modo 11) por Solid Edge Simulation



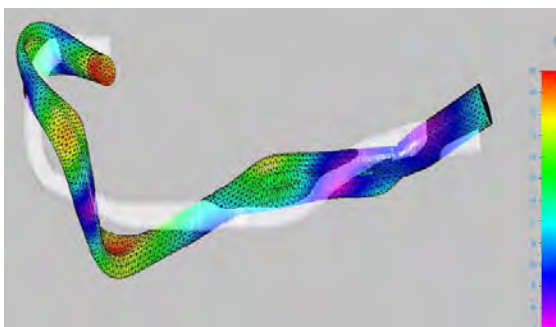
**Figura 199.** Deformación del tubo de escape a 310,6 Hz (modo 12) por Solid Edge Simulation



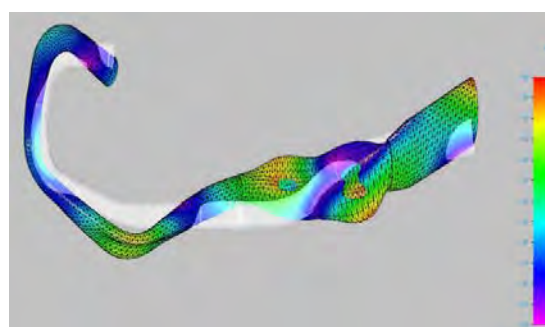
**Figura 200.** Deformación del tubo de escape a 396 Hz (modo 13) por Solid Edge Simulation



**Figura 201.** Deformación del tubo de escape a 464,6 Hz (modo 14) por Solid Edge Simulation



**Figura 202.** Deformación del tubo de escape a 544 Hz (modo 15) por Solid Edge Simulation



**Figura 203.** Deformación del tubo de escape a 634,6 Hz (modo 16) por Solid Edge Simulation

El sistema de escape tiene frecuencias naturales coincidentes con las frecuencias que produce el giro del cigüeñal. Además podemos observar en las figuras 194 a 195 que las deformaciones que surgen en estas frecuencias comprometerían considerablemente el trabajo del sistema de escape.

En las imágenes de las deformaciones del sistema (figura 194 a 203) se puede apreciar también como la parte más crítica en las deformaciones es el colector, y la que menos sufre es la parte intermedia.

Debido a que el sistema de escape, en condiciones reales de trabajo debe tener al menos un punto de sujeción, se opta por anclar la parte inicial del colector. Esta parte irá unida al motor por ajuste de diámetros y el apriete de dos tuercas.

### 8.6.2. Resultados del análisis del tubo de escape con sujeción al motor.

En este apartado se expondrán y comentarán los resultados del análisis de vibraciones del sistema de escape sujeto por la parte inicial del colector.

**Tabla 17.** Frecuencias del tubo de escape con una sujeción (anclaje al motor)

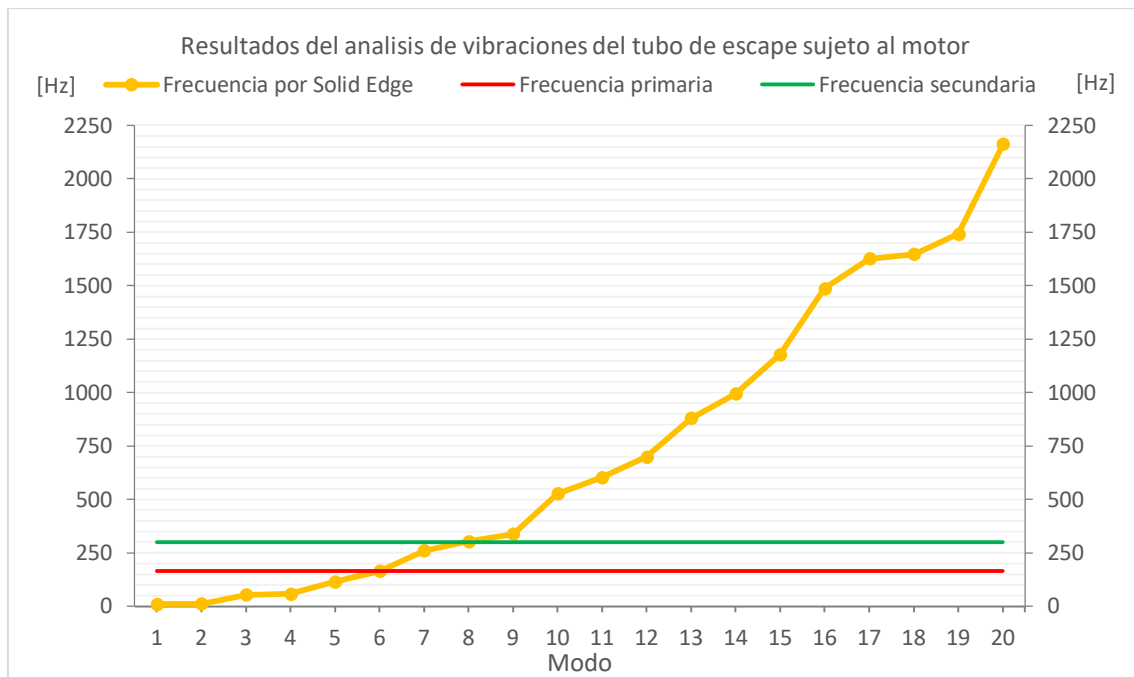
| Modo de vibración | Frecuencia [Hz] | Modo de vibración | Frecuencia [Hz] |
|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|
| 1                 | 10,77           | 11                | 602,7           |
| 2                 | 11,22           | 12                | 699,5           |
| 3                 | 53,33           | 13                | 879,7           |
| 4                 | 57,57           | 14                | 993,4           |
| 5                 | 115,1           | 15                | 1178            |
| 6                 | 164,8           | 16                | 1487            |
| 7                 | 261             | 17                | 1626            |
| 8                 | 304,2           | 18                | 1647            |
| 9                 | 338,2           | 19                | 1742            |
| 10                | 526,5           | 20                | 2163            |

En estas condiciones se puede apreciar un número importante de frecuencias críticas que ocurrirán a revoluciones del motor que tienen lugar habitualmente en el uso de la motocicleta.

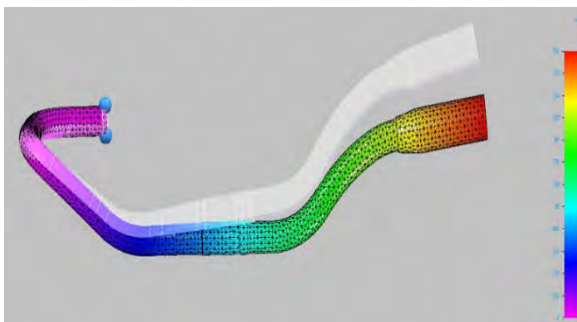
**Tabla 18.** Revoluciones de motor críticas para el escape con una sujeción

| Modo de vibración | Frecuencia [Hz] | RPM    | Modo de vibración | Frecuencia [Hz] | RPM    |
|-------------------|-----------------|--------|-------------------|-----------------|--------|
| 1                 | 10,77           | 646,2  | 4                 | 57,57           | 3454,2 |
| 2                 | 11,22           | 673,2  | 5                 | 115,1           | 6906   |
| 3                 | 53,33           | 3199,8 | 6                 | 164,8           | 9888   |

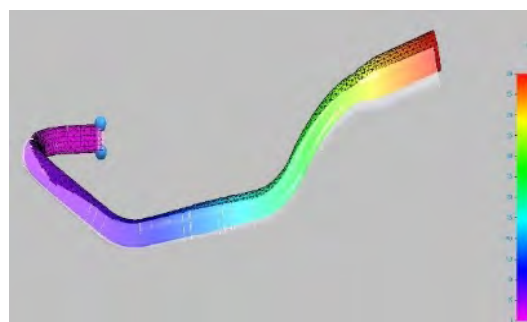




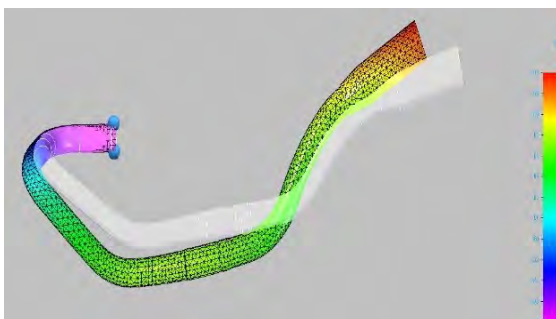
**Figura 204.** Gráfica de resultados de la simulación modal del tubo de escape sujeto al motor



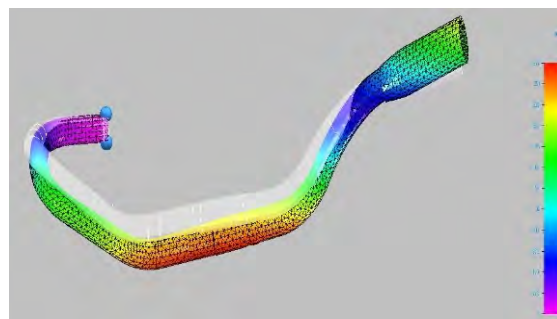
**Figura 205.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 10,77 Hz (modo 1)



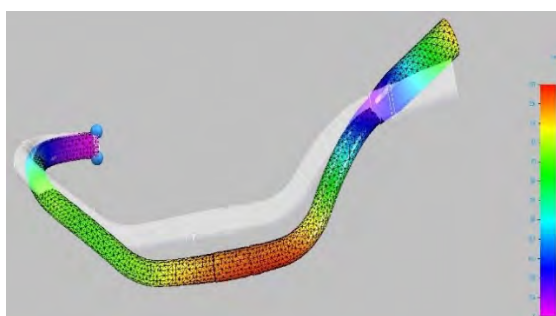
**Figura 206.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 11,22 Hz (modo 2)



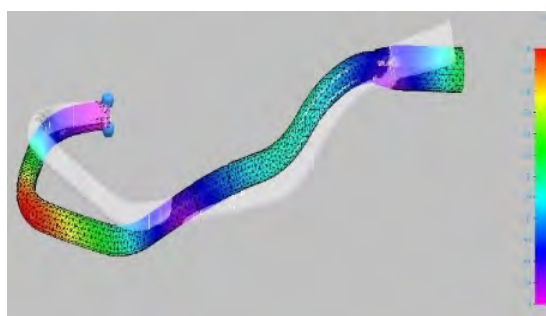
**Figura 207.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 53,33 Hz (modo 3)



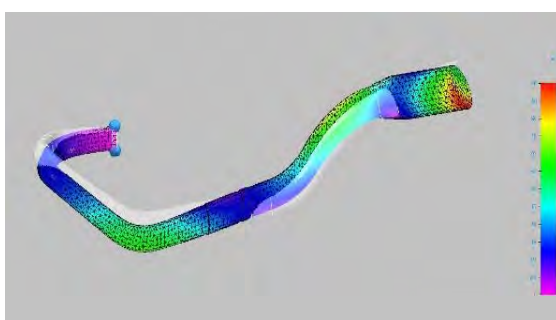
**Figura 208.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 57,57 Hz (modo 4)



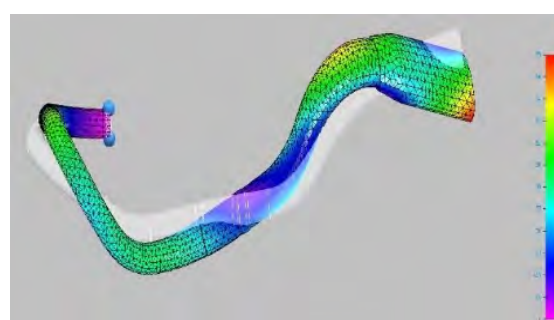
**Figura 209.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 115,1 Hz (modo 5)



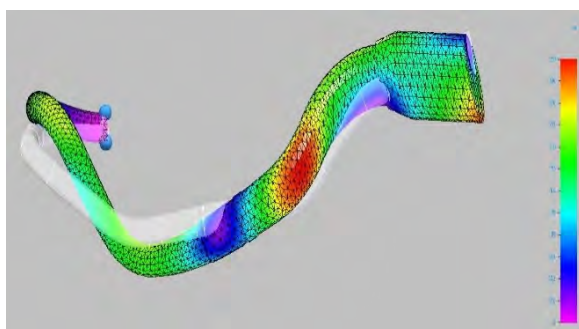
**Figura 210.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 164,8 Hz (modo 6)



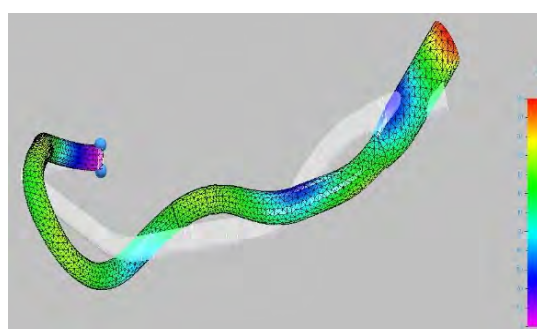
**Figura 211.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 261 Hz (modo 7)



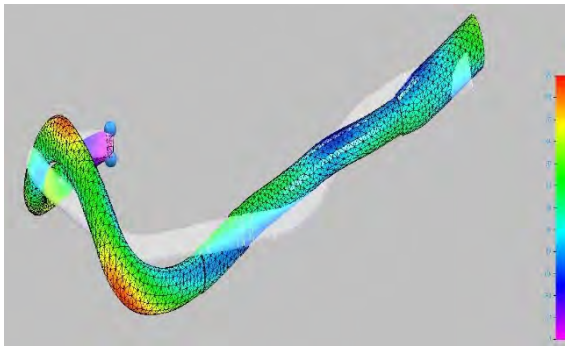
**Figura 212.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 304,2 Hz (modo 8)



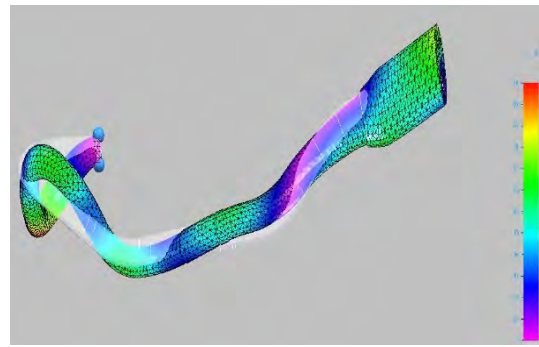
**Figura 213.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 338,2 Hz (modo 9)



**Figura 214.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 526,5 Hz (modo 10)



**Figura 215.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 699,5 Hz (modo 12)



**Figura 216.** Deformación del tubo de escape con anclaje al motor a 879,7 Hz (modo 13)

Analizando el resultado se observa que los dos primeros modos de vibración tienen lugar con frecuencias muy bajas, por debajo, incluso de las revoluciones de ralentí de la motocicleta y que podrían entrar en conflicto con la frecuencia de los pulsos de escape. Esto puede dar problemas al poner en marcha el motor o durante su funcionamiento y además, como se ve en las figuras 205 y 206, se producen deformaciones que pueden poner en riesgo al usuario.

Las frecuencias del tercer y cuarto modo de vibración, que se encuentran entre las 3000 y 4000 revoluciones por minuto del motor, también son revoluciones críticas que podrían crear problemas de resonancia en el conducto de escape. Dicha velocidad en el giro del cigüeñal es muy frecuente durante su uso en condiciones normales de circulación en carretera y además son dos frecuencias que podrían coincidir con la frecuencia de las percusiones de los gases de escape. Atendiendo a las deformaciones que ocurre en estas frecuencias, el colector sufre una deformación importante que puede afectar a la seguridad y desempeño de su trabajo.

Además se aprecia una frecuencia destacable es la que corresponde con la figura 209, 115 Hz, (6906 rpm). Tendrá lugar a unas revoluciones muy próximas a las de par máximo de la motocicleta (6750 rpm).

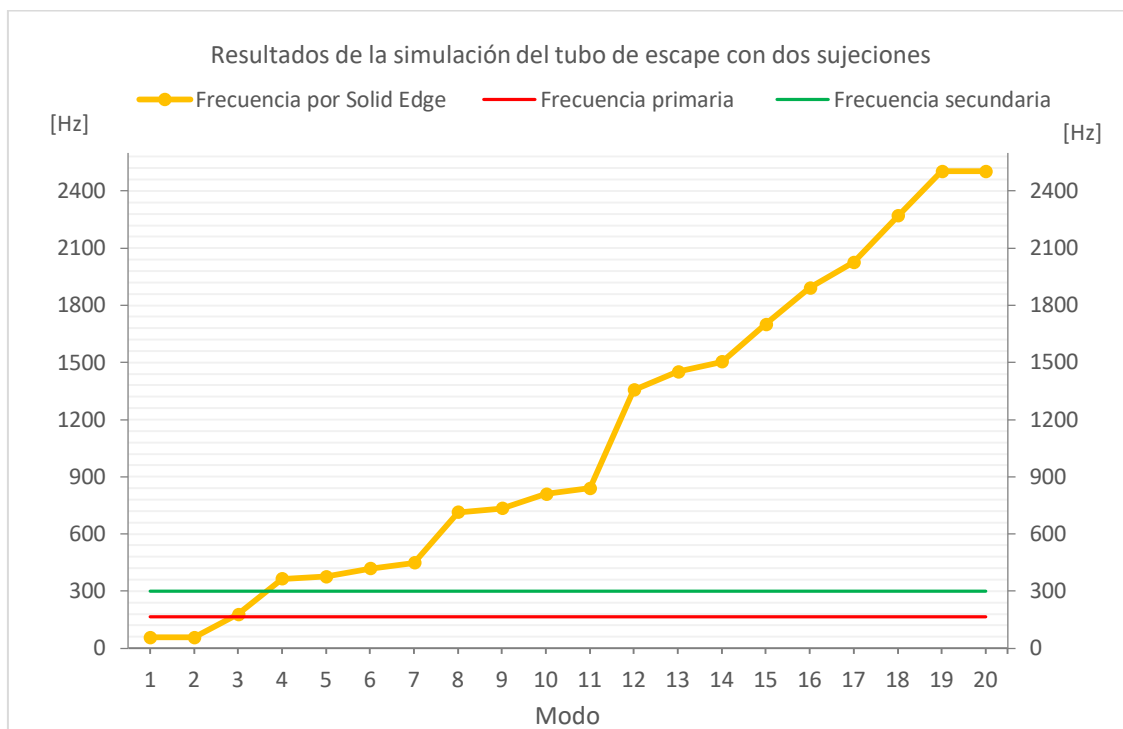
Estas frecuencias críticas provocan que el sistema de escape sea susceptible de sufrir problemas de resonancia si se utiliza con la configuración de un solo punto de sujeción.

### 8.6.3. Resultados del análisis del tubo de escape con dos sujeciones.

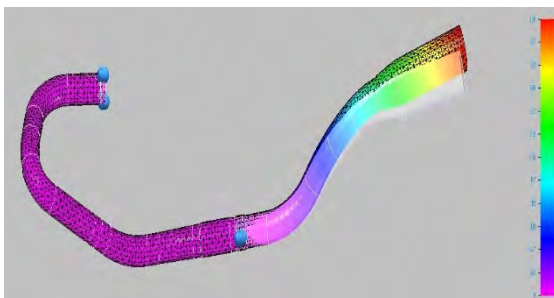
En este apartado se expondrán y comentarán los resultados del análisis de vibraciones del sistema de escape sujeto por la parte inicial del colector y por la parte intermedia del sistema (donde se acopla el catalizador y el tubo secundario).

**Tabla 19.** Frecuencias del tubo de escape con dos sujeciones

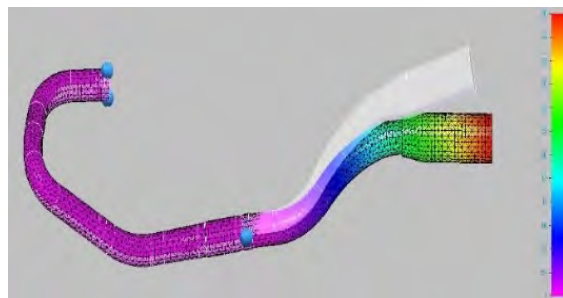
| Modo de vibración | Frecuencia [Hz] | Modo de vibración | Frecuencia [Hz] |
|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|
| 1                 | 56,42           | 11                | 839,6           |
| 2                 | 57,15           | 12                | 1356            |
| 3                 | 177,4           | 13                | 1452            |
| 4                 | 364,3           | 14                | 1503            |
| 5                 | 377,0           | 15                | 1700            |
| 6                 | 418             | 16                | 1891            |
| 7                 | 448,8           | 17                | 2026            |
| 8                 | 714,5           | 18                | 2270            |
| 9                 | 733,3           | 19                | 2503            |
| 10                | 809,5           | 20                | 2503            |



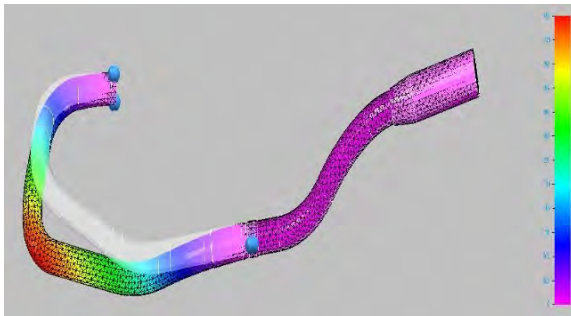
**Figura 217.** Análisis del sistema de escape con dos sujeciones



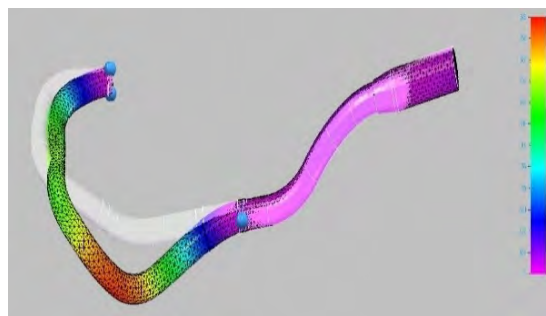
**Figura 218.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 56,42 Hz (modo 1)



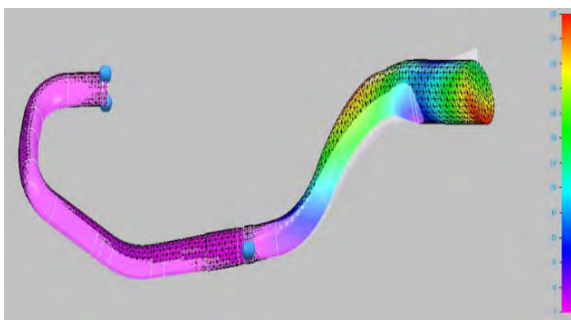
**Figura 219.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 57,15 Hz (modo 2)



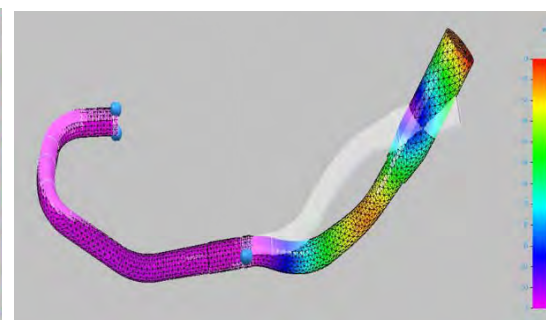
**Figura 220.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 177,4 Hz (modo 3)



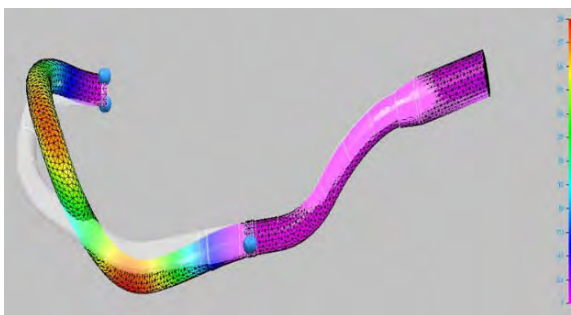
**Figura 221.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 364 Hz (modo 4)



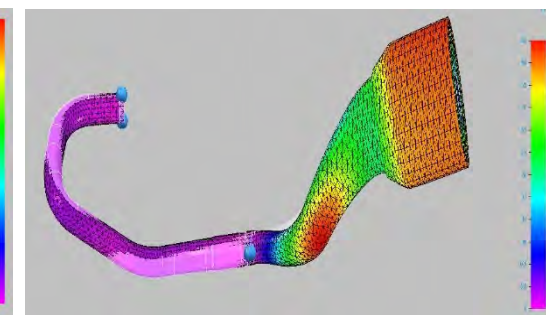
**Figura 222.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 377 Hz (modo 5)



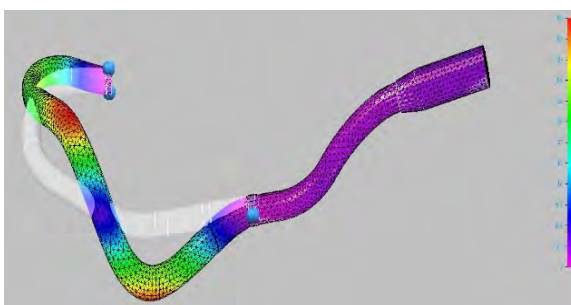
**Figura 223.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 418 Hz (modo 6)



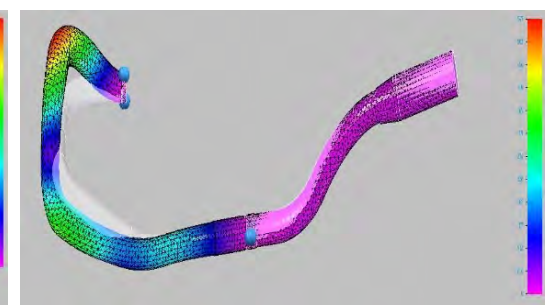
**Figura 224.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 448,8 Hz (modo 7)



**Figura 225.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 714,5 Hz (modo 8)



**Figura 226.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 733,3 Hz (modo 9)



**Figura 227.** Deformación del tubo de escape con dos sujeciones a 809,5 Hz (modo 10)



Con esta configuración de sujeción para el sistema de escape se obtiene un menor número de frecuencias problemáticas que en el caso anterior. Sin embargo, cuando la motocicleta alcance las 3.385 o 3.429 revoluciones por minuto (frecuencias de 56,42 y 57,15 Hz) el tubo secundario y el silenciador sufrirán unas vibraciones exageradas que comprometerán la integridad de la motocicleta (figuras 218 y 219).

Además, en caso de sufrir un desequilibrio en el motor, es posible que se alcancen los 177,4 Hz que supondrían una gran deformación en el colector (figura 220).

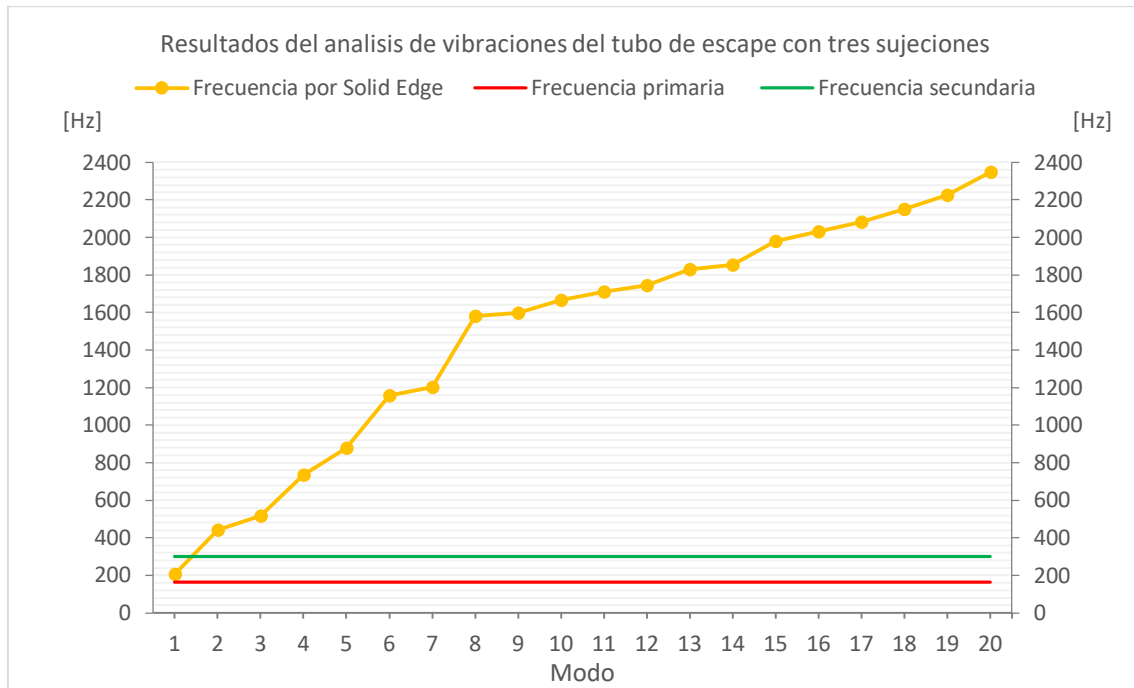
Por seguridad en el uso de la motocicleta se rechaza esta configuración y estudia la posibilidad de usar tres puntos de sujeción.

#### 8.6.4. Resultados del análisis del tubo de escape con tres sujeciones.

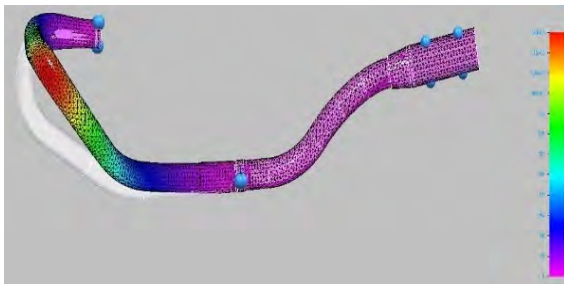
En este apartado se expondrán y comentarán los resultados del análisis de vibraciones del sistema de escape sujeto por tres puntos. Estos puntos la parte inicial del colector, la parte intermedia del sistema (donde se acopla el catalizador y el tubo secundario) y el silenciador.

**Tabla 20.** Frecuencias del análisis de vibraciones del escape con tres sujeciones

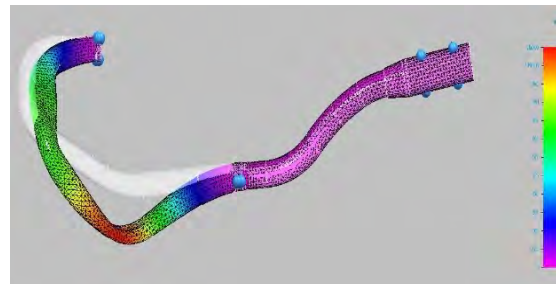
| Modo de vibración | Frecuencia [Hz] | Modo de vibración | Frecuencia [Hz] |
|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|
| 1                 | 205,8           | 11                | 1709            |
| 2                 | 446,4           | 12                | 1746            |
| 3                 | 517,7           | 13                | 1829            |
| 4                 | 735,2           | 14                | 1854            |
| 5                 | 879,5           | 15                | 1981            |
| 6                 | 1157            | 16                | 2032            |
| 7                 | 1203            | 17                | 2084            |
| 8                 | 1580            | 18                | 2152            |
| 9                 | 1599            | 19                | 2225            |
| 10                | 1665            | 20                | 2347            |



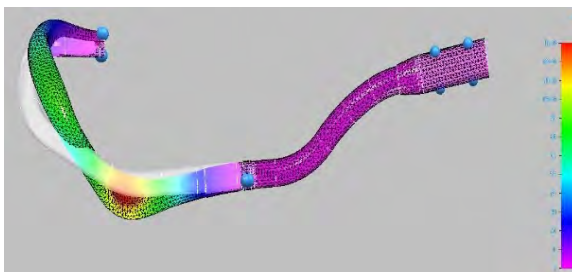
**Figura 228.** Gráfica de los resultados ante las vibraciones con tres sujeciones



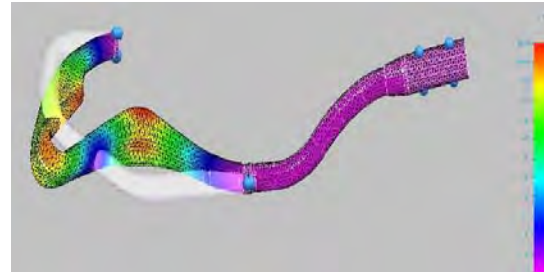
**Figura 229.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 205,8 Hz (modo 1)



**Figura 230.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 443,4 Hz (modo 2)

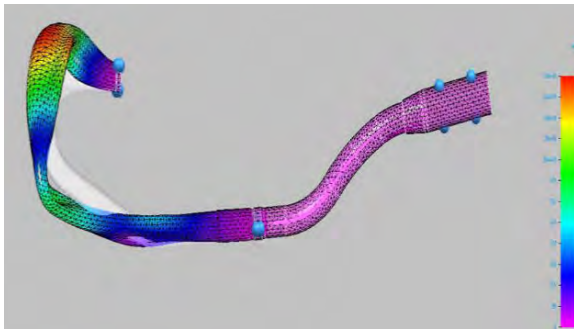


**Figura 231.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 517,7 Hz (modo 3)

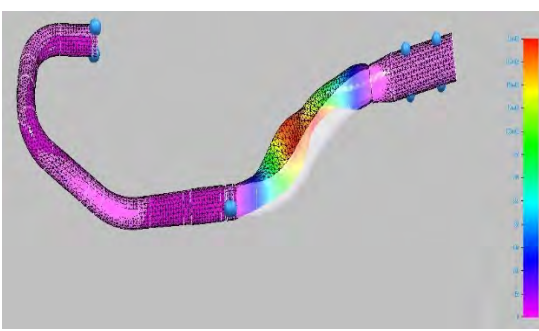


**Figura 232.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 735,2 Hz (modo 4)

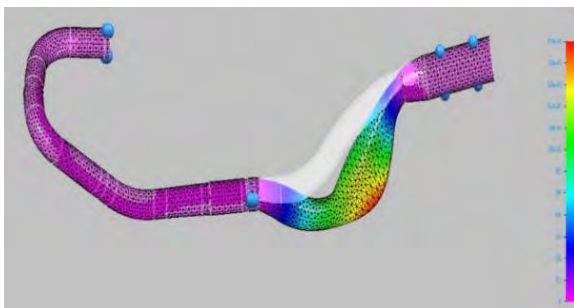




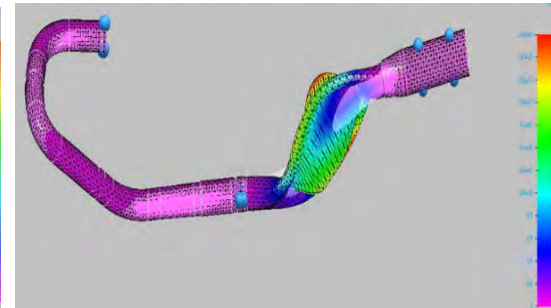
**Figura 233.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 879,5 Hz (modo 5)



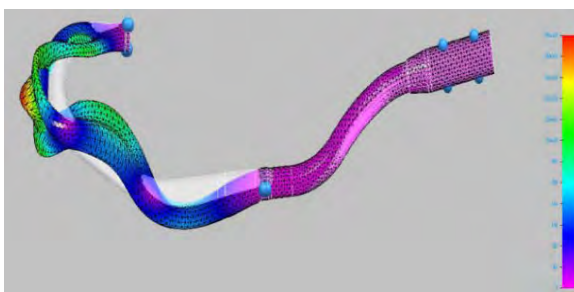
**Figura 234.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1157 Hz (modo 6)



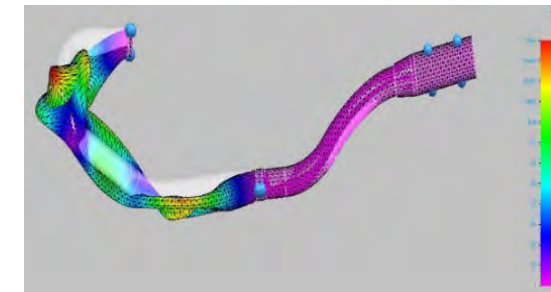
**Figura 235.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1203 Hz (modo 7)



**Figura 236.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1580 Hz (modo 8)



**Figura 237.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1599 Hz (modo 9)



**Figura 238.** Deformación del tubo de escape con tres sujeciones a 1665 Hz (modo 10)

Con esta configuración no se detectan frecuencias propias susceptibles de entrar en resonancia durante el funcionamiento del motor. Aunque si se ha de tener en cuenta que si el sistema de escape alcanza los 205,8 Hz, que se encuentra por debajo del valor de la segunda frecuencia del cigüeñal, el sistema podría sufrir unas vibraciones que serían indicativo de un desequilibrio en el motor, siendo el primer tramo de tubo la parte más susceptible.

También hay que señalar esta propuesta de diseño no ha conseguido alcanzar el resultado esperado referido a la reducción de peso con respecto al sistema de escape original de la motocicleta, manteniéndose ambos modelos por encima de los 6 kg (6,31 kg contra 6,08 kg del original).

## 9. Presupuesto

A continuación se muestra un desglose de los recursos y acciones necesarios para la realización de este trabajo, incluyendo información económica y temporal. Esta parte tiene como objetivo generar un presupuesto para indicar el coste de este proyecto.

Para estructurar el tiempo empleado para llevar a cabo el proyecto se utiliza un diagrama de Gantt. Y para el desglose de costes, estos se han dividido en cuatro grupos:

- Equipos informáticos (hardware y software): Para realizar este proyecto es fundamental un ordenador que soporte el uso de software de diseño y de simulación (Solid Edge y ANSYS en este caso). Además se deberá contar con las licencias adecuadas para su uso. La licencia de uso del Solid Edge se puede adquirir de forma mensual, y se ha optado por la opción de Solid Edge Classic (380 € al mes) [48]. La licencias del software ANSYS es de carácter anual, con un coste aproximado de 15.000 €.
- Personal: este apartado se refiere al coste estimado que supone el personal que ha intervenido en el proyecto. En este caso, el personal involucrado es un ingeniero junior.
- Otros gastos: en el resto de gastos destaca el desarrollo del catalizador, que se delega en otra empresa subcontratada.
- Resto de costes indirectos. Se aplicará una tasa del 15%.

En el desglose presupuestario calcula la amortización de los equipos en base a la fórmula

$$\frac{A}{B} * C * D = \text{Coste imputable} \quad (9.0.1)$$

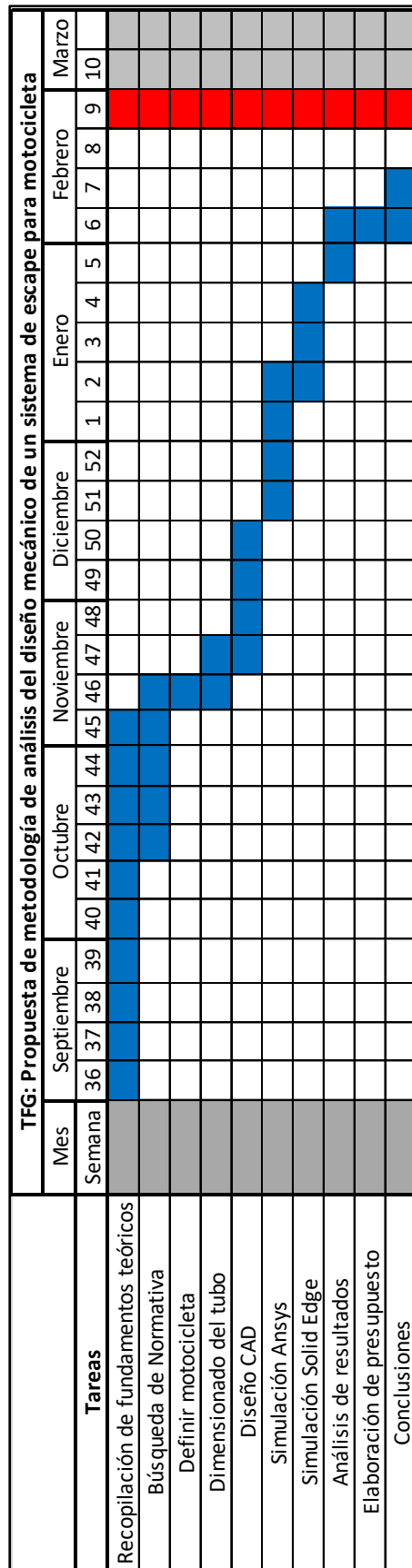
Siendo:

A=número de meses de utilización del equipo

B = periodo de depreciación

C = coste del equipo

D = % del uso que se dedica al proyecto



**Figura 239.** Diagrama de Gantt

|                 |  |                                   |      |                          |          |
|-----------------|--|-----------------------------------|------|--------------------------|----------|
| <b>Proyecto</b> | <b>Propuesta de metodología de análisis del diseño mecánico de un sistema de escape para motocicleta</b> |                                   |      |                          |          |
| <b>Duración</b> | 6 meses  | <b>Tasa de costes indirectos*</b> | 15 % | <b>Presupuesto total</b> | 17.878 € |

### Desglose de costes directos

| Hardware & Software                 |               |                           |                       |                                 |                     |
|-------------------------------------|---------------|---------------------------|-----------------------|---------------------------------|---------------------|
| Descripción                         | Coste         | % uso durante el proyecto | Tiempo de uso (meses) | Periodo de depreciación (meses) | Coste imputable (€) |
| Ordenador                           | 800 €         | 60                        | 6                     | 36                              | 80                  |
| Impresora Color                     | 300 €         | 80                        | 3                     | 36                              | 20                  |
| Licencia Solid Edge Classic mensual | 380 €/mes     | 100                       | 3                     | -                               | 1.140               |
| Licencia ANSYS Anual                | 15.000 €/ año | 50                        | 1,5                   | -                               | 937,5               |
| Acceso Internet                     | 50 €/mes      | 60                        | 6                     | -                               | 180                 |
| Licencia Ms Office                  | 90 €          | 90                        | 6                     | 24                              | 20,25               |
| <b>Total H &amp; S</b>              |               |                           |                       |                                 | <b>2.377,75 €</b>   |

| Personal              |              |  |                     |
|-----------------------|--------------|--|---------------------|
| Descripción           | Coste        | Tiempo de dedicación imputable (meses) | Coste imputable (€) |
| Ingeniero junior      | 2.400 €/ mes | 3,5                                    | 8.400               |
| <b>Total Personal</b> |              |  | <b>8.400 €</b>      |

| Otros gastos  |                             |                     |
|---|-----------------------------|---------------------|
| Descripción   | Empresa                     | Coste imputable (€) |
| Material de oficina                                       | PENPAPER                    | 350                 |
| Gastos imputables del Local (alquiler y gastos generales) | -                           | 1.200               |
| Transporte y dietas                                       | -                           | 220                 |
| Subcontratación para fabricación del catalizador          | Brain Logistics Grupo BRAIN | 300                 |
| <b>Total Otros</b>  |                             | <b>2070 €</b>       |

### Resumen de costes

| Grupo                        | Coste (€)       |
|------------------------------|-----------------|
| Hardware & Software          | 2.377,75 €      |
| Personal                     | 8.400 €         |
| Otros gastos                 | 2070 €          |
| <b>Total costes directos</b> | <b>12.848</b>   |
| Costes indirectos (15 %)     | 1.927           |
| <b>Total</b>                 | <b>12.471 €</b> |
| <b>Total + IVA</b>           | <b>17.878 €</b> |

## 10. Conclusiones y trabajos futuros.

### 10.1. Conclusiones

Llegado el final de este proyecto, se puede afirmar que se ha cumplido el objetivo de presentar una propuesta de metodología para el análisis del diseño mecánico de un sistema de escape para motocicletas con motor de cuatro tiempos, adaptable a motocicletas con motor de dos tiempos. Al mismo tiempo, en este proyecto se demuestra la aplicación de dicha metodología, implementando un modelo de sistema de escape para su posterior análisis mecánico.

Las revisiones técnicas realizadas sirven como referencia para futuros ingenieros que aborden trabajos similares a este. La primera parte de información técnica recogida trata sobre el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos, abordando las características del ciclo de potencia y de su mecanismo, así como sus factores más importantes que intervienen en el sistema de escape. Siguiendo a esta parte se expone la descripción de los componentes del sistema de escape y sus funciones. También se tratan los aspectos fluidomecánicos relacionados con el trabajo del conducto de escape. A la par se ha recogido teoría sobre aspectos acústicos, sobre la composición de los gases de escape, y sobre el proceso de fabricación de estos sistemas. Posteriormente se realiza una introducción teórica al análisis de vibraciones y particularmente al análisis modal.

Dado que la metodología de este proyecto pretende enfocar la propuesta de diseño hacia a su homologación, se ha realizado un análisis de la normativa actual para motocicletas. Este análisis cumple con el objetivo del estudio, procesado y resumen de la normativa aplicable para la homologación de un sistema de escape. En primer lugar se ha tratado el Real Decreto 750/2010 que regula los procedimientos de homologación vehículos de motor y sus piezas en el mercado español, y que remite al Reglamento (UE) nº 168/2013, que tiene por objeto instaurar normas armonizadas para la homologación de tipo de vehículos de categoría L. Además se define el marco regulatorio actual controlado por la Unión Europea y Naciones Unidas, cuyos reglamentos complementan al reglamento anterior en los aspectos normativos referentes al sistema de escape, entre los que destacan el Reglamento (UE) nº 134/2014 y el Reglamento (UE) nº 44/2014 Anexo VIII.

Cumpliendo con el objetivo de que el modelo de motocicleta seleccionado para realizar la propuesta del diseño de escape debe estar homologado en base a la normativa actual, se escogió la Husqvarna 701 SM del 2018. Posteriormente se extraen los principales parámetros necesarios para dimensionar el sistema de escape para esta motocicleta atendiendo a datos del fabricante.

Una vez obtenidos esos parámetros principales, se consuma el objetivo de realizar los cálculos necesarios para el dimensionado del sistema de escape. Debido a que el comportamiento de los gases en el escape es muy particular, en la ingeniería de los sistemas de escape no se trabaja con una única expresión matemática que resuelva las dimensiones exactas que requiere cualquier sistema de escape, sino que uno de sus principales pilares es la experimentación con

sucesivos diseños hasta encontrar la geometría que aporte las características deseadas. Por tanto los cálculos ejecutados en este trabajo para realizar la propuesta de diseño están basados en datos empíricos de la bibliografía técnica consultada, y muestran unas dimensiones aproximadas para el sistema de escape que sirve como una primera propuesta de diseño.

Se ha alcanzado también el objetivo de realizar la propuesta de un modelo de sistema de escape, con la implementación dicho modelo en un software de CAD, Solid Edge. El modelo de escape propuesto se ha creado de forma que se adapte al contorno de la motocicleta y teniendo en cuenta su posible proceso de fabricación posterior. También se ha prestado especial atención a los requisitos de la normativa referente a salientes exteriores.

Una vez definida la geometría, se cumple el objetivo de realizar una simulación del modelo propuesto de escape para el análisis modal del cuerpo principal del sistema de escape y sus componentes. Las simulaciones se han realizado con dos programas distintos, Solid Edge y ANSYS. A partir de estas simulaciones se han obtenido valores aproximados para las frecuencias naturales de los cuerpos y posteriormente las frecuencias propias de los mismos pero sometidos a las restricciones que tendrán sobre su uso en la motocicleta.

A continuación se consuma el objetivo de representar gráficamente o en tablas los resultados de los análisis modales del sistema de escape, y de esta manera estudiar la conformidad de los resultados del análisis modal frente a las vibraciones que sufrirá el sistema de escape en la motocicleta.

Se ha determinado que el conducto de escape completo mantiene su integridad estructural ante las vibraciones producidas por el motor y por los pulsos de los gases de escape. La condición inherente para que esto ocurra es que el escape este sujeto a la motocicleta por tres puntos (la sujeción al motor al inicio del escape, la sujeción al chasis en la parte intermedia del conducto de escape y el anclaje al subchasis en la parte final del mismo).

En esta configuración de sujeción para el sistema de escape existe un amplio margen con las vibraciones producidas por los pulsos de escape (que alcanzan aproximadamente 75Hz como máximo) por lo que no serán conflictivas en ningún caso. Asimismo el 95% de los modos de vibración calculados en esta configuración están asociados a unas frecuencias superiores a la segunda frecuencia del cigüeñal. Esta frecuencia puede estar compensada por elementos mecánicos del motor y es de menor amplitud que la primaria, por lo que el 5% restante es aceptable. Además este 5%, ocurriría, únicamente, en las revoluciones del motor próximas a las 6.170 rpm que serían fácilmente analizables los ensayos experimentales para confirmar que no existen problemas de resonancia. Respecto a la frecuencia principal de este estudio, es decir, la frecuencia primaria del cigüeñal, se puede determinar que el 100% de los modos de vibración calculados están asociados a frecuencias considerablemente superiores a los 165Hz que alcanzaría como máximo dicha frecuencia primaria. Por tanto existe un margen suficiente para concluir que el conducto de escape mantendrá su integridad estructural con cualquier régimen de revoluciones del motor.

## 10.2. Futuros desarrollos.

Con la información recogida en esta memoria se muestran las bases para el diseño de un sistema de escape para motocicleta que cumpla con la normativa actual. Sin embargo, la creación de un dispositivo de este tipo necesita seguir su desarrollo más allá de lo que aquí se muestra. Para continuar con este desarrollo se podría continuar con lo indicado en los siguientes puntos:

- Modelar el interior del dispositivo catalizador acorde a las necesidades de emisiones que genere este motor. Una vez desarrollado este dispositivo se procedería al estudio del flujo de gases que circulan por los conductos de escape y su influencia sobre el rendimiento del motor, así como un análisis de los efectos que produzcan sobre el conducto las ondas de presión que se mueven por su interior. Para ello se podrían utilizar softwares CFD y a la vez se podría tratar de determinar si las presiones que circulan por el sistema de escape producirán un nivel de ruido aceptable para su homologación.
- Fabricar un prototipo del sistema y así comprobar su funcionamiento en condiciones reales para tratar de optimizarlo. Realizando, además de los ensayos modales, ensayos de emisiones contaminantes y de emisiones acústicas.
- Optimización topológica de los elementos de sujeción del escape, buscando el mayor compromiso posible entre fiabilidad y reducción de peso.
- Fabricación de las unidades necesarias para someterlo al proceso de homologación que incluirá los ensayos y autorizaciones correspondientes.

Además este trabajo podría servir como base para desarrollar la idea de creación de un sistema de escape capaz de beneficiarse de las vibraciones sufridas durante el funcionamiento de la motocicleta para variar su geometría hacia una búsqueda de mayor rendimiento a frecuencias determinadas.



## 11. Bibliografía

- [1] Arias Paz, Manuel. (1994). *Motocicletas*. Madrid: DOSSAT.
- [2] Muñoz, M y Payri, F. (1989). *Motores de combustión interna alternativos*. Madrid: publicaciones de la E.T.S. de ingenieros industriales de la Fundacion general UPM.
- [3] Robert Bosch GmbH. (2003). *Técnica de gases de escape para motores de gasolina*. Plochingen: Bosch.
- [4] UC3M. (2014). Proceso de renovación de carga. *Motores de combustión interna*. Departamento de Ingeniería Térmica UC3M
- [5] Dominguez, M. M. (2016). *MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS: INTRODUCCIÓN A LOS MOTORES ALTERNATIVOS Y A LAS TURBOMAQUINAS*. UNED.
- [6] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill.
- [7] Vera Coello, Marcos; Iglesias Estradé, Immaculada; Sánchez Pérez, Antonio; Martínez Bazán, Carlos;. (2012). *Ingeniería fluidomecánica*. Madrid: Paraninfo.
- [8] Persoons, T. (s.f.). *Experimental flow dynamics in automotive exhaust systems with close-coupled catalyst*.
- [9] Miller, D. S. (1990). *Internal Flow System*. Cranfield: BHRA.
- [10] FIEDLER., H. E. (1997). H. E. FIEDLER. A note on secondary flow in bends and bend combinations. *Experiments in Fluids* 23 (1997) 262-264 ( Springer-Verlag 1997, 262-264.
- [11] Fluidomecánica, U. (2016). *Teoría de fluidos. Tema 10. Flujo Turbulento en conductos*. De partamento de fluidos. Leganés: UC3M.
- [12] Mantilla, J. M. (2009). Simulación del flujo de gas en ductos de escape de motores de combustión interna. Primera parte: aspectos teóricos. *REVISTA INGENIERÍA E INVESTIGACIÓN VOL. 29 No. 1, ABRIL DE 2009* , (115-125).
- [13] Blair, G. P. (1999). *Design and simulation of four-stroke engines*. Warrendale: Society ofAutomotive Engineers.
- [14] Snehasis Pal. (2015) *Design and acoustic analysis of exhaust muffler for automotive applications*. Christ University Faculty of Engineering
- [15] Yoo-jong Lee, Doo-seuk Choi, Key-sun Kim. (2013). A Study on Vibration Characteristics of Vehicle Muffler Depending on Excitation Sources. *International Journal of Digital Content Technology and its Applications(JDCTA)*, Vol7.
- [16] Real Decreto 750/2010 de 4 de junio.

- [17] Reglamento (UE) Nº 168/2013 del Parlamento Europeo y del Consejo de 15 de enero.
- [18] Reglamento Delegado (UE) 2016/1824 de la Comisión de 14 de julio de 2016.
- [19] Reglamento Delegado (UE) Nº 134/2014 de la Comisión de 16 de diciembre de 2013.
- [20] Reglamento nº 41 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE).
- [21] Reglamento Delegado (UE) Nº 44/2014 de la Comisión de 21 de noviembre de 2013.
- [22] Reglamento Delegado (UE) Nº 03/2014 de la Comisión de 24 de octubre de 2013.
- [23] *Manual de reformas de vehículos*. (2018) Ministerio de Economía, Industria y Competitividad.
- [24] Diseño Industrial. Departamento de Ingeniería mecánica. 2017
- [25] Siu-Kui Au. (2017). *Operational Modal Analysis*. Liverpool. Springer.
- [26] P. Srinivas\*, V. R. (2016). Design and Analysis of an Automobile Exhaust Muffler. *American Institute of Science*, 10-15.
- [27] Fau, C. B. (Marzo de 2004). *Estudio, análisis y mejora del proceso de fabricación de tubos de escape para motocicletas de cuatro tiempos*. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.
- [28] Tecnología Mecánica. (2015). En UC3M. Ingeniería Mecánica.
- [29] Maderna, R. I. (s.f.). *VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA*. Postgrado de Metodología de la Investigación Científica.
- [30] Agilent Technologies. (2000). *The fundamentals of model testing*. Agilent Technologies.
- [31] Shanghai Jiaotong University. (2011). *Modal Analysis*. Shanghai.
- [32] *Análisis modal del banco de ensayo de vibraciones del Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica*. Facultad de ingeniería de la Universidad de Bío Bío (2015)

### 11.1. Páginas Web

- [33] Anesdor. (22 de enero de 2019). [www.anesdor.com](https://www.anesdor.com). Obtenido de: <https://www.anesdor.com/estadistica/resumen-de-mercado/>
- [34] Anesdor. (22 de enero de 2019). [www.anesdor.com](https://www.anesdor.com). Obtenido de: <https://www.anesdor.com/la-evolucion-del-sector-de-las-dos-ruedas-a-traves-de-las-distintas-etapas-euro/>

- [35] Seguros, P. G. (22 de enero de 2019). *www.pontgrup.com*. Obtenido de: <https://www.pontgrup.com/blog/estadisticas-moto-espana-2018/>
- [36] Sabelotodo.org. (12 de septiembre de 2018). *www.sabelotodo.org*. Obtenido de: <http://www.sabelotodo.org/automovil/sisescape.html>
- [37] *Aficionados a la mecanica*. (12 de mayo de 2018). Obtenido de: <http://www.aficionadosalamecanica.net/sonda-lambda.htm>
- [38] Gassatack.com. (16 de mayo de 2018). *El sistema de escape*. Obtenido de: <https://www.gassatack.com>.
- [39] [https://europa.eu/european-union/eu-law/legal-acts\\_es](https://europa.eu/european-union/eu-law/legal-acts_es). (s.f.).
- [40] Grupo Hastinik. (01 de febrero de 2019). *grupohastinik.com*. Obtenido de: <http://www.grupohastinik.com/catalogos.ph>
- [41] *areatecnologia.com*. (08 de Enero de 2019). Obtenido de: <http://www.areatecnologia.com/herramientas/torno.html>
- [42] *cncmecanizados.com*. (08 de Enero de 2019). Obtenido de: <http://cncmecanizados.com.co/soldadura-tig-cnc-mecanizados-medellin/>
- [46] *ingmecafenix.com*. (08 de Enero de 2019). Obtenido de: <http://www.ingmecafenix.com/otros/maquinas-herramientas/operaciones-en-torno/>
- [44] *thefabricator.com*. (09 de Enero de 2019). Obtenido de: <https://www.thefabricator.com/article/tubepipefabrication/tube-and-pipe-basics-how-to-achieve-the-perfect-bend>
- [45] *wballoys.co.uk*. (10 de Enero de 2019). Obtenido de: <http://www.wballoys.co.uk/TIG/what-is-tig-welding.html>
- [46] Tracto-Technik GmbH Spezialmaschinen (09 de Enero de 2019). Obtenido de: <http://www.curva-man.com/curvado.htm>
- [47] *www.curva-man.com*. (11 de Enero de 2019). *The basics of tube and pipe bending* Obtenido de: <http://www.curva-man.com/curvado.htm>
- [48] *www.plm.automation.siemens.com*. (07 de 1 de 2019). Obtenido de: <https://www.plm.automation.siemens.com/store/es-es/solid-edge/index.html>
- [49] *www.randrade.com*. (7 de Enero de 2019). Obtenido de: <https://www.randrade.com>
- [50] mipsa. (20 de Diciembre de 2018). Obtenido de: <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Procesos/DobleZ>
- [51] Galagar. (29 de Diciembre de 2018). <https://www.galagar.com>. Obtenido de <https://www.galagar.com/htm/es/procesos/soldadura-tig.html>

- [52] <https://www.cedinox.es>. (23 de Diciembre de 18). Obtenido de:  
<https://www.cedinox.es/es/acero-inoxidable-actividades/destacado/destacado-en-detalle/Hidroconformado-de-acero-inoxidable/>
- [53] Vitoria, O. C. (10 de Enero de 2018). <https://es.slideshare.net>. Obtenido de:  
<https://es.slideshare.net/fernandooharriz/hydroforming-applications-optimus-consulting-vitoria-sl>
- [54] EL PAIS (10 de Enero de 2019). Obtenido en:  
[https://elpais.com/politica/2018/05/23/sepa\\_usted/1527088171\\_417726.html](https://elpais.com/politica/2018/05/23/sepa_usted/1527088171_417726.html)





| Peso teórico de los tubos Kg/m |            |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |        |
|--------------------------------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Diámetro exterior mm           | Espesor mm |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |        |
|                                | 0,80       | 1     | 1,2   | 1,5   | 1,6   | 2     | 2,5   | 2,6   | 3     | 3,2   | 3,6   | 4     | 5      |
| 6                              |            | 0,125 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |        |
| 8                              | 0,144      | 0,175 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |        |
| 10                             | 0,184      | 0,225 | 0,264 | 0,319 |       |       |       |       |       |       |       |       |        |
| 12                             | 0,224      | 0,275 | 0,325 | 0,394 | 0,417 | 0,501 |       |       |       |       |       |       |        |
| 14                             | 0,264      | 0,326 | 0,385 | 0,470 | 0,497 | 0,601 |       |       |       |       |       |       |        |
| 15                             | 0,284      | 0,351 | 0,415 | 0,507 | 0,537 | 0,651 |       |       |       |       |       |       |        |
| 16                             | 0,304      | 0,376 | 0,445 | 0,545 | 0,577 | 0,701 |       |       |       |       |       |       |        |
| 18                             | 0,345      | 0,426 | 0,505 | 0,620 | 0,657 | 0,801 | 0,970 | 1,003 | 1,127 |       |       |       |        |
| 19                             | 0,365      | 0,451 | 0,535 | 0,657 | 0,697 | 0,851 | 1,033 | 1,068 | 1,202 |       |       |       |        |
| 20                             | 0,385      | 0,476 | 0,565 | 0,695 | 0,737 | 0,901 | 1,096 | 1,133 | 1,277 |       |       |       |        |
| 22                             | 0,425      | 0,526 | 0,625 | 0,770 | 0,817 | 1,002 | 1,221 | 1,263 | 1,427 |       |       |       |        |
| 23                             | 0,445      | 0,551 | 0,655 | 0,808 | 0,857 | 1,052 | 1,283 | 1,328 | 1,502 |       |       |       |        |
| 24                             | 0,465      | 0,576 | 0,685 | 0,845 | 0,897 | 1,102 | 1,346 | 1,393 | 1,578 |       |       |       |        |
| 25                             | 0,485      | 0,601 | 0,715 | 0,883 | 0,937 | 1,152 | 1,409 | 1,458 | 1,653 |       |       |       |        |
| 28                             | 0,545      | 0,676 | 0,805 | 0,995 | 1,058 | 1,302 | 1,596 | 1,654 | 1,878 |       |       |       |        |
| 29                             | 0,565      | 0,701 | 0,835 | 1,033 | 1,098 | 1,352 | 1,659 | 1,719 | 1,953 |       |       |       |        |
| 30                             | 0,585      | 0,726 | 0,865 | 1,070 | 1,138 | 1,402 | 1,722 | 1,784 | 2,028 |       |       |       |        |
| 32                             | 0,625      | 0,776 | 0,925 | 1,146 | 1,218 | 1,502 | 1,847 | 1,914 | 2,178 |       |       |       |        |
| 33                             | 0,645      | 0,801 | 0,956 | 1,183 | 1,258 | 1,552 | 1,909 | 1,979 | 2,254 |       |       |       |        |
| 34                             | 0,665      | 0,826 | 0,986 | 1,221 | 1,298 | 1,603 | 1,972 | 2,044 | 2,329 | 2,468 |       |       |        |
| 35                             | 0,685      | 0,851 | 1,016 | 1,258 | 1,338 | 1,653 | 2,035 | 2,109 | 2,404 | 2,548 |       |       |        |
| 38                             | 0,745      | 0,926 | 1,106 | 1,371 | 1,458 | 1,803 | 2,222 | 2,305 | 2,629 | 2,788 | 3,101 | 3,405 |        |
| 40                             | 0,785      | 0,977 | 1,166 | 1,446 | 1,538 | 1,903 | 2,348 | 2,435 | 2,779 | 2,949 | 3,281 | 3,606 |        |
| 41                             |            | 1,002 | 1,196 | 1,484 | 1,579 | 1,953 | 2,410 | 2,500 | 2,855 | 3,029 | 3,371 | 3,706 |        |
| 42                             |            | 1,027 | 1,226 | 1,521 | 1,619 | 2,003 | 2,473 | 2,565 | 2,930 | 3,109 | 3,462 | 3,806 |        |
| 43                             |            | 1,052 | 1,256 | 1,559 | 1,659 | 2,053 | 2,535 | 2,630 | 3,005 | 3,189 | 3,552 | 3,906 |        |
| 44,5                           |            | 1,089 | 1,301 | 1,615 | 1,719 | 2,128 | 2,629 | 2,728 | 3,117 | 3,309 | 3,687 | 4,056 |        |
| 45                             |            | 1,102 | 1,316 | 1,634 | 1,739 | 2,153 | 2,661 | 2,760 | 3,155 | 3,349 | 3,732 | 4,107 |        |
| 48                             |            | 1,177 | 1,406 | 1,747 | 1,859 | 2,304 | 2,848 | 2,956 | 3,380 | 3,590 | 4,002 | 4,407 |        |
| 50                             |            | 1,227 | 1,466 | 1,822 | 1,939 | 2,404 | 2,974 | 3,086 | 3,531 | 3,750 | 4,183 | 4,607 |        |
| 50,8                           |            | 1,247 | 1,490 | 1,852 | 1,971 | 2,444 | 3,024 | 3,138 | 3,591 | 3,814 | 4,255 | 4,687 |        |
| 51                             |            | 1,252 | 1,496 | 1,859 | 1,979 | 2,454 | 3,036 | 3,151 | 3,606 | 3,830 | 4,273 | 4,708 |        |
| 52                             |            | 1,277 | 1,526 | 1,897 | 2,019 | 2,504 | 3,099 | 3,216 | 3,681 | 3,910 | 4,363 | 4,808 |        |
| 53                             |            | 1,302 | 1,556 | 1,934 | 2,059 | 2,554 | 3,161 | 3,281 | 3,756 | 3,990 | 4,453 | 4,908 |        |
| 54                             |            | 1,327 | 1,587 | 1,972 | 2,099 | 2,604 | 3,224 | 3,346 | 3,831 | 4,071 | 4,543 | 5,008 |        |
| 55                             |            | 1,352 | 1,617 | 2,009 | 2,139 | 2,654 | 3,287 | 3,411 | 3,906 | 4,151 | 4,633 | 5,108 |        |
| 57                             |            | 1,402 | 1,677 | 2,085 | 2,220 | 2,754 | 3,412 | 3,542 | 4,056 | 4,311 | 4,814 | 5,308 |        |
| 63,5                           |            | 1,565 | 1,872 | 2,329 | 2,480 | 3,080 | 3,819 | 3,965 | 4,545 | 4,832 | 5,400 | 5,960 | 7,324  |
| 70                             |            | 1,728 | 2,067 | 2,573 | 2,740 | 3,405 | 4,226 | 4,388 | 5,033 | 5,353 | 5,986 | 6,611 | 8,138  |
| 73                             |            | 1,803 | 2,157 | 2,686 | 2,861 | 3,556 | 4,413 | 4,583 | 5,258 | 5,593 | 6,256 | 6,911 | 8,514  |
| 76,1                           |            | 1,881 | 2,251 | 2,802 | 2,985 | 3,711 | 4,607 | 4,785 | 5,491 | 5,841 | 6,535 | 7,222 | 8,902  |
| 80                             |            | 1,978 | 2,368 | 2,948 | 3,141 | 3,906 | 4,852 | 5,039 | 5,784 | 6,154 | 6,887 | 7,612 | 9,390  |
| 83                             |            | 2,053 | 2,458 | 3,061 | 3,261 | 4,056 | 5,039 | 5,234 | 6,010 | 6,394 | 7,157 | 7,913 | 9,766  |
| 84                             |            | 2,078 | 2,488 | 3,099 | 3,301 | 4,107 | 5,102 | 5,299 | 6,085 | 6,474 | 7,248 | 8,013 | 9,891  |
| 85                             |            | 2,103 | 2,518 | 3,136 | 3,341 | 4,157 | 5,165 | 5,365 | 6,160 | 6,554 | 7,338 | 8,113 | 10,016 |

Composición química: Ver página 8  
 Características mecánicas: Ver página 9  
 Calidad del material: AISI 304/304L, 316/316L, duplex  
 Acabados: Ver página 13  
 Tolerancias: Ver página 33  
 Normas de fabricación: EN 10217-7 y EN 10296-2  
 Longitud de suministro: 6.000 mm.

**Figura 241.** Tubos de acero inoxidable fabricados según norma EN 10217-7 y EN10296-2. [Fuente: Grupo Hastinik]

## Anexo II. Leyenda de figuras de la simulación.

Debido a que las imágenes obtenidas en las simulaciones se muestran a tamaño reducido en el documento, se exponen en este anexo un ejemplo de imagen para cada software en la que se puede apreciar el significado de los colores que aparecen sobre el cuerpo analizado. Estos colores representan la cantidad de desplazamiento y por tanto de deformación que sufren las distintas zonas del cuerpo.

### Figuras de ANSYS:

Los resultados obtenidos mediante ANSYS se han presentado como se muestra en la figura 242, que consiste en la deformación del colector cuando está bajo una frecuencia de 139,5 Hz. Se puede apreciar como varían los colores en función de la deformación, siendo rojo el color indicativo de las zonas con mayor deformación y azul oscuro el color indicativo de las zonas no deformadas.

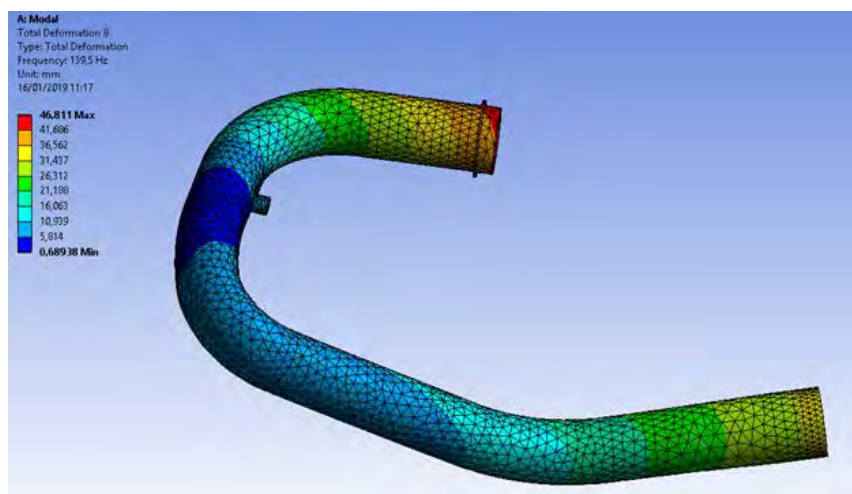


Figura 242. Ejemplo de resultados presentados por ANSYS

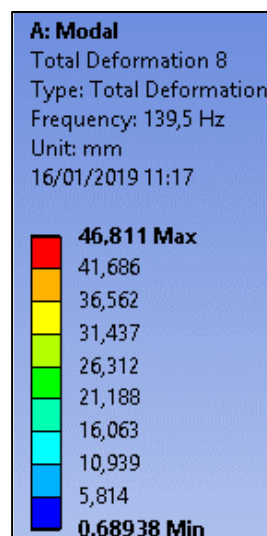
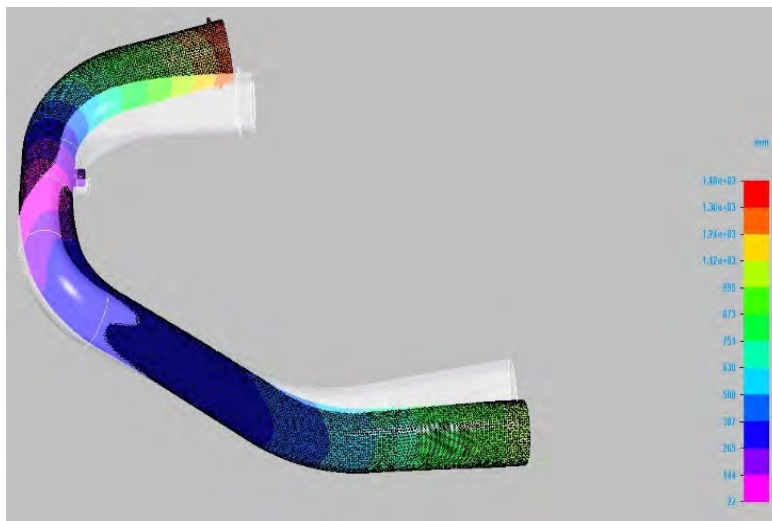


Figura 243. Leyenda de los resultados presentados por ANSYS

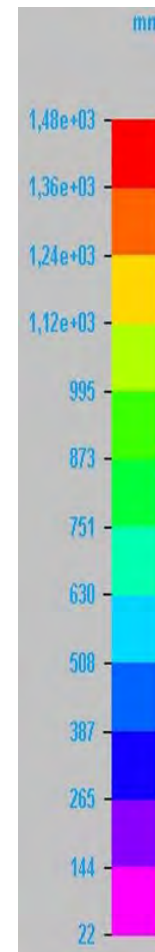


### Figuras de Solid Edge Simulation:

Los resultados obtenidos mediante Solid Edge Simulation se han presentado como se muestra en la figura 244, que consiste en la deformación del colector cuando está bajo una frecuencia de 120,7 Hz. Se puede apreciar como varían los colores en función de la deformación, siendo rojo el color indicativo de las zonas con mayor deformación y morado el color indicativo de las zonas no deformadas.

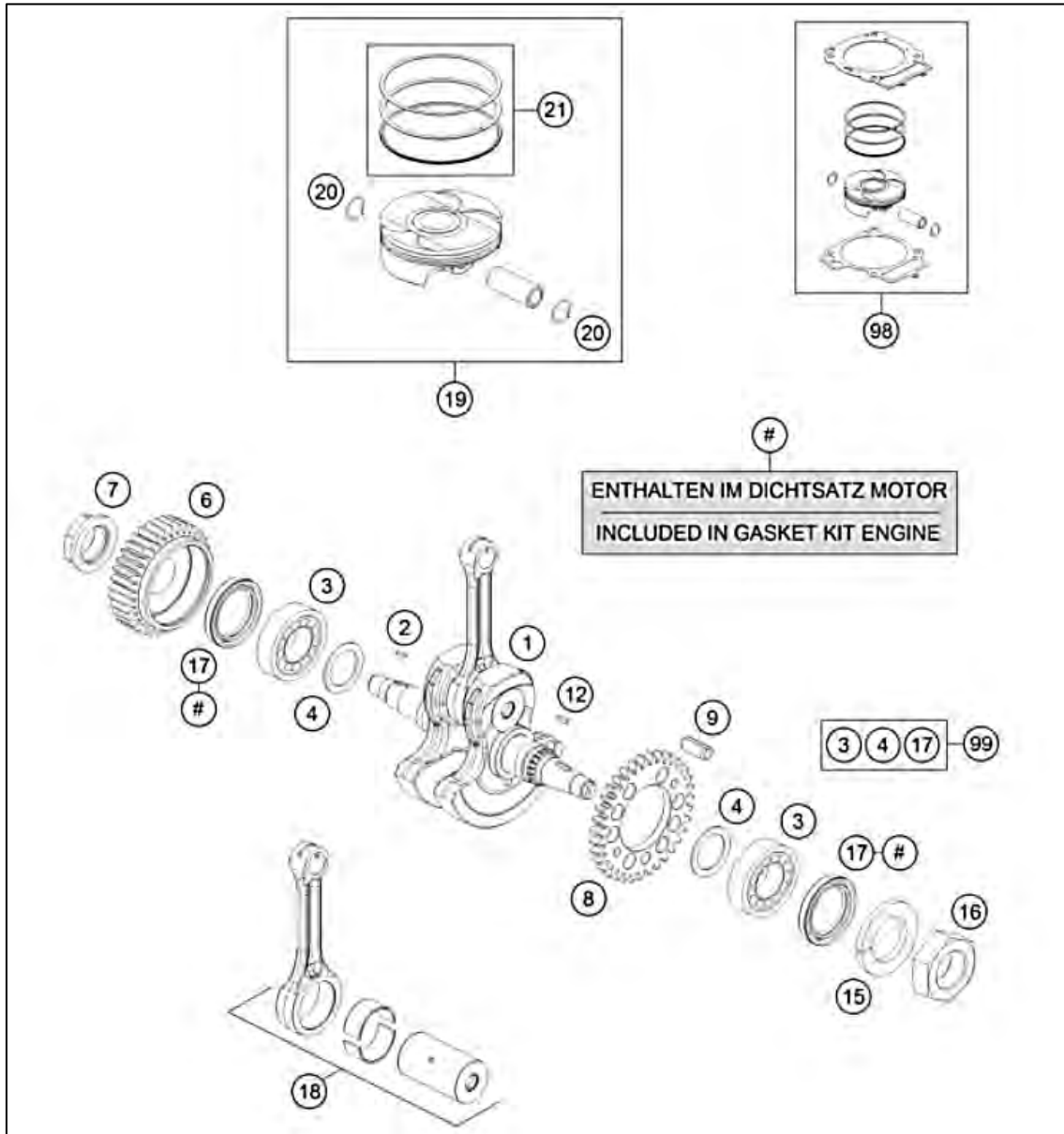


**Figura 244.** Ejemplo de resultados presentados por Solid Edge Simulation

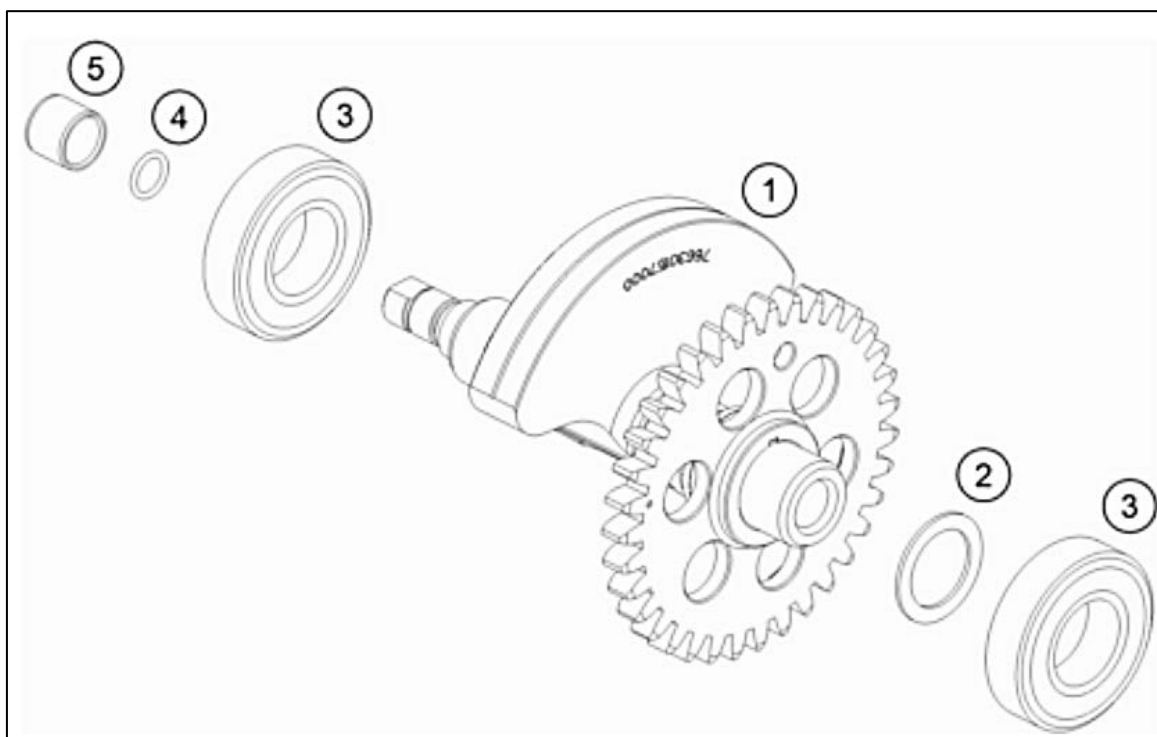


**Figura 245.** Leyenda de los resultados presentados por Solid Edge Simulation

### Anexo III. Piezas del grupo del cigüeñal de la Husqvarna 701



**Figura 246.** Explosionado del grupo del cigüeñal de la Husqvarna 701 [Fuente: sparepartsfinder.husqvarna-motorcycles]



**Figura 247.** Explosionado del eje de equilibrado de la Husqvarna 701 [Fuente: sparepartsfinder.husqvarna-motorcycles]

